

Для испытания все железо, однородное по профилю, разбивается на партии по 100 штук в каждой (остаток менее 100 признается за отдельную партию), при чем вес партии не должен превышать 15 т. В партию могут включаться изделия, отличающиеся более, чем на 5 мм по толщине полок для фасонного железа, на 10 мм по диаметру или толщине для сортового.

От каждой партии берется соответствующее число образцов для механических испытаний (см. § 5-й).

#### § 5. Требования испытаний.

Требования механических испытаний зависят от марки железа, которое должно быть оговорено в заказе и может быть одним из следующих:

Марка	Примерное содержание, в кг/мм	Относит. удлинение $\delta$ в %		Градусы загиба образца в холодном состоянии.	Диаметр стержня вокруг которого ведется образец, должен быть в пределах крайних от толщин образца.	Испытано ли в сгиб
		Для сорт. железа	Для фас. железа			
Ст. 2 . . . . .	33—42	26	24	180	0 (под углом).	Да.
Ст. 3 . . . . .	38—46	23	20	180	0 (под углом).	Нет.
Ст. 4 . . . . .	40—50	20	18	180	2 (до просвета 2-й толщин).	Нет.

Железо, предназначенное на неотвеченные части котлов, подвергается лишь испытанию на изгиб по норме марки (ст. 4).

Примечание 1. При испытании на растяжение плоских образцов толщиной 8 мм указанные в таблице величины снижаются:

для 8—7 мм образцов . . . на 10%  
 " 7—6 " " . . . . . на 15%  
 " 6 " " " . . . . . на 20%

Образцы, менее 6 мм, испытанию не подвергаются.

Примечание 2. Во всех тех случаях, когда при удовлетворительных температурных приростах  $\delta$  относительное сжатие  $R$  отклонено от предельных на — (минус) 0,5 в — (минус) 2 кг см<sup>2</sup> при удовлетворительном  $R$  — удлинение ( $\delta$ ) меньше на 0,5% материал считается приемлемым.

§ 6. В случае неудовлетворительности хотя бы одного из испытаний, такое повторяется, но для нового вида, испытаний над пробой взятыми двумя образцами от каждой партии и при повторной неудовлетворительности хотя бы одного испытываемой партии бракуется.

## Н. Правила изготовления стационарных паровых котлов.

Утверждены Межведомственной Комиссией по Котлостроению 12 октября 1926 г. (Прот. № 10, п. III).

### Технические условия на изготовление паровых котлов.

#### Общее положение.

#### 1) Паровые котлы изготавливаются:

- из материалов, удовлетворяющих всем установленным техническим условиям для котлостроения, что должно быть удостоверено соответствующим актом заводов, поставивших материал;
- согласно утвержденного чертежа и технических условий на постройку паровых котлов.

## Обработка.

#### 2) Резка листов допускается:

- механически — посредством обычных ножниц или путем перековки штемпелем;
- термически — посредством водородо-кислородного или азотелено-кислородного пламени, или посредством электричества.

Котельные листы, обрезанные по одному из вышеуказанных способов, должны быть обработаны по линии обреза строжкой, фрезеровкой или, в крайнем случае, обрубкой пубилом; кромки дна и решеток котлов должны быть обточены или чисто обрублены.

3) Резка котельных листов должна производиться с припуском на механическую обработку для листов толщиной:

до 6 мм не менее 3 мм
" 12 " " " 4 "
" 20 " " " 5 "
" 25 " " " 6 "
" 32 " " " 7 "

4) Все дыры в котельных листах должны быть просверлены. Ковки не допускаются.

5) В процессе обработки листов и прочих частей дыры сверлятся предварительно меньшего диаметра против проектного и после сборки котла они должны быть рассверлены до требуемого диаметра.

6) Дыры, проходящие через два или несколько листов, должны быть после рассверловки совершенно чистыми, не имеющими ни выступов, ни впадин.

7) Края сверленных дыр, со стороны головок заклепки, должны быть раззенкованы, на глубину около  $\frac{1}{8}$  диаметра дыры, на конус в 45°. Заусеницы, оставшиеся после процесса сверления, должны быть удалены.

8) Края листов, подвергающихся во время штамповки растяжению, как-то: вырезы горловин, лагов и т. д., перед штамповкой должны быть закруглены.

9) Все кронштейны и внутренние крепления должны быть также обработаны, согласно вышеприведенных правил.

10) В тех случаях, когда фасонные листы штампуются под прессом с одного нагрева, разрешается пускать их в дальнейшую обработку без отжига.

11) Фасонные листы, выполняемые ручным способом или путем частичной штамповки на фланжировочном прессе, для последующей правки должны быть подвергнуты равномерному нагреванию всего листа.

12) К штамповке допускаются листы котельного железа, соответствующие маркам  $K_1$  и  $K_2$ , установленным техническими условиями на котельное и топочное листовое железо <sup>1)</sup>.

13) Штампование котельные и топочные листы должны отвечать условиям заказа; отступления в меньшую сторону от нормальной толщины железа на отогнутых кромках не должны быть более 3 мм.

<sup>1)</sup> См. 3 выпуск „Материалы к III Съезду“.

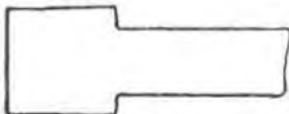
При вытягивании длинных горловин или при изготовлении частей, связанных с вытяжкой листов, отступленная могут быть в более 3 мм, но в этом случае уточнение металла должно быть отмечено на чертеже и соответственно проверено расчетом.

14) Необходимость термической обработки штампованных изделий предоставляется усмотрению завода изготовителя<sup>1)</sup>.

15) Ласки листов и стыков накладок могут быть выполнены, путем отжижки в нагретом состоянии, фрезеровкой или рубкой при обязательном условии постепенного перехода от толстой части к тонкой и с достаточным закруглением, согласно фиг. 742с. Ласки без закруглений, по фиг. 742d, не допускаются.



Фиг. 742с.



Фиг. 742d.

16) Ручная гибка дниц, горловин, звеньев топок и решеток не рекомендуется. Если таковая производится, то необходимо устранить все забоины от молотка во избежание дополнительных работ при сборке котлов.

17) Вместо склейки может производиться и сварка отдельных частей котлов (сухопарника, звеньев жаровых труб, поперечных патрубков, всяких соединительных патрубков и приварка их к соответствующим звеньям) кислородоацетиленовая, электрическая, на водяном газе или в обыкновенных кузнечных горнах.

Сварка котельных частей кислородо-ацетиленовая и электрическая должна производиться во всем согласно специальных технических условий на эту сварку.

### Сборка.

18) При сборке котлов все листы и накладки должны быть плотно пригнаны друг к другу и дыры наведены до совпадения для обеспечения получения чистых дыр после рассверловки. Для целей обкладки допускается частичный нагрев древесным углем, нефтяной форсункой или газовой горелкой, при чем места обкладок нагреваются до вишнево-красного цвета, что соответствует приблизительно 800°.

Примечание. Обкладка листов посредством ударов молотом в интервале своего нагрева не допускается.

19) Фланцы, штуцера, лапы, фасонные кованые или литые части должны иметь прилегающую к корпусу котла поверхность по возмож-

<sup>1)</sup> Пункты 12, 13 и 14 выработаны П/Комиссией по материалам.

ности обработанной; допускается приладка вышеозначенных частей путем подогрева последних в горне или в печи.

20) Собранный котел до рассверловки дыр должен быть проверен на правильность сборки.

21) Котел после сборки и сверловки должен быть разобран, поверхности соприкасающихся частей должны быть очищены от стружки и выдры, и вновь собран, после чего, в случаях надобности, отверстия рассверливаются или равертываются.

### Клепка.

22) Клепка котлов производится обычным ручным способом посредством ручных пневматических инструментов и посредством механических клепальных машин.

При образовании заклепочных головок посредством клепальных машин необходимо соблюдать правило, чтобы нагрузка не превышала 6 000—8 000 кг на см<sup>2</sup>—сечения цилиндрической части стержня заклепки. Накатке штемпеля гидравлической клепальной машины на заклепки должно продолжаться до потемнения головки заклепки.

Примечание. Заклепки должны быть изготовлены из калиброванного материала. В виду отсутствия у заводов, изготовляющих заклепки, соответствующего оборудования, допускается изготовление заклепок из некалиброванного железа сроком на 3 года с момента издания настоящих технических условий.

23) Нагрев заклепок должен быть равномерен по всей длине заклепки и доводим до ярко-красного каления (около 900°—950°). Воспрещается нагрев только одних концов и употреблено в дело пережженных заклепок.

Нагретые заклепки перед вставкою в дыру обязательно очищаются путем встряхивания от окалины.

24) Головки заклепок должны быть посажены правильно, чтобы ось головки и цилиндрической части совпадала; допускается отступление, но не более половины разницы между радиусами стержня и головки.

25) Длина заклепки должна быть такого размера, чтобы была обеспечена возможность получения равномерной головки при нормальной заусенице.

26) Головки заклепок с трещинами и неровностями не допускаются.

27) Клепка пневматическими молотами допускается при давлении воздуха не ниже 6 атмосфер, вблизи молотов.

### Чеканка.

28) При клепке ручной и пневматическими молотами чеканка головок заклепок обязательна с той и другой стороны.

При гидравлической клепке обязательна чеканка наружных головок заклепок, находящихся в сфере огня. В отношении остальных заклепок чеканка головок рекомендуется.

29) Чеканка должна быть произведена без порчи листов, а следы после чеканки должны быть сглажены.

30) Чеканка швов допускается как английская — плоская, так и американская — желобчатая.

31) Швы должны быть зачеканены, как внутри, так и снаружи.

32) Для чеканки листы должны иметь скос, уклон которого должен соответствовать удобству чеканки.

### Отверстия для труб и вставка труб.

33) Отверстия для дымогарных и жаровых труб сверлятся диаметром на один процент больше наружного диаметра соответствующей трубы. Отверстия должны быть чистыми и круглыми; острые края должны быть закруглены, а выдра (заусеницы) удалены.

34) Концы труб и дыры перед вставкой должны быть очищены до металлической поверхности шлифовкой или ошкуривкой.

35) Отбуртовка концов дымогарных труб обязательна со стороны огня; в дымовых коробках — необязательна.

Отбуртовка концов труб связных и жаровых обязательна, как в паровозных, так и в пароходных котлах.

Заусеницы, получающиеся после отбуртовки, должны быть удалены. Трубы, давшие при отбуртовке трещины, подлежат замене.

36) Раскатка концов вставленных труб должна производиться специальными вальцовками, валки каменных должны быть такой длины, чтобы перекрывали внутренний край дыры решетки не менее 3 мм и только, как исключение, там, где это по местным условиям невозможно, раскатка производится прогонкой специального бойка.

37) Связные трубы ставятся на резьбе с шагом 2,5 мм для всех диаметров

### Связи и их постановка.

38) Отверстия для связей должны быть нарезаны так, чтобы было обеспечено полное совпадение ниток резьбы в обоих скрепляемых стенках и надлежащим соответствием в диаметрах и профилях резьбы в отверстиях и на связях. На резьбе не должно быть рваных, овализаций, трещин и пр.

Примечание. Для предупреждения окалины рекомендуется между молотком и шпиделем вводить шарнир Гунна, т.е. нарезать резьбу «дымком».

39) Нарезка на связях на обоих концах должна составлять продолжение одна другой; по диаметру, профилю и шагу резьба должна быть в полном соответствии с теми же элементами резьбы в отверстиях. Резьба на связях должна быть без рваных и трещин.

40) Шаг резьбы устанавливается для коротких связей, а также для длинных продольных связей диаметром до 50 мм, — 2,5 мм; для длинных продольных связей диаметром более 50 мм шаг устанавливается в 4 мм.

41) Перед вставкой связей, как самая связь, так и отверстия для нее должны быть очищены и смазаны. Связь должна входить в соответствующее отверстие ровно, с усилием, только достаточным для обеспечения плотной постановки.

Примечание. Должно избегать, как связей, вставляемых без усилия, так равно и требующих такого усилия, при котором возможна порча резьбы в отверстиях и связях, что значительно хуже и опасней слабо поставленной связи.

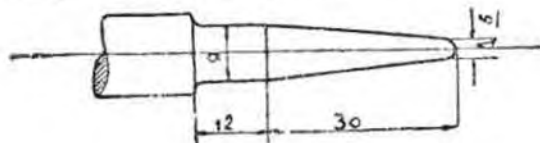
42) Для обеспечения равномерного распределения натяжений в стенках и связях необходимо стремиться к одинаковому усилию при закручивании связей; такая одинаковость возможна только при механизации этой работы; поэтому рекомендуется постановку боковых и потолочных связей производить пневматическими или электрическими машинками, дающими только определенное максимум крутящего усилия.

Правильность постановки связей проверяется осмотром их снаружи и внутри.

На связях не должно быть сорванной резьбы и волокон от срезаемого металла, а равно не должно быть и погнутой связи.

Плотность постановки связей проверяется обстукиванием их ударами легкого молотка.

43) Правильно и плотно поставленные связи раздаются коническим бородком по форме, указанной на фиг. 242а.



Фиг. 242а.

Чтобы раздача бородком была действительна в части связи в стенках, а бородок меньше изнашивался, он должен быть сделан по форме, указанной на фигуре, а в связях на длину, выступающей из стенки, отверстие расширяется до соответствующего диаметра.

44) Раздача связей производится: боковых — с обеих сторон и потолочных (анкерных) — со стороны кожуха в контрольные отверстия.

Примечание. Раздача указанным бородком применяется только на связях до диаметра в 26 мм. Для связей большего диаметра как контрольные отверстия, так и диаметр бородков должны быть соответственно увеличены.

45) Расклевка концов связей обязательна только со стороны огня.

Примечание. Для обеспечения большей продолжительности службы головок связей, рекомендуется на концах связей удалять резьбу на длину, определенную под расклевку.

Для той же цели у головок, выходящих в сферу огня, помещаются на промах после расклевки заусеницы должны быть сглажены.

### Чеканка связей.

46) Чеканка головок связей на заводах, изготовляющих котлы, до гидравлического испытания, не допускается.

Примечание. Подкачка головок с целью удаления заусениц чеканкой не считается.

### Изготовление гладких жаровых труб.

47) Изготовление жаровых труб клаской не рекомендуется.

48) Сварку жаровых труб как поперечную, так и продольную, допускается производить: 1) на угле или коксе, 2) на нефти, 3) на водяном газе, 4) электричеством и 5) ацетиленом.

49) Сварка должна быть произведена в нахлестку при первом, втором и третьем способе. Что же касается сварки по четвертому и пятому способу, такую производить согласно особой инструкции.

50) Место сварки должно быть толще или равно толщине листа, но ни в коем случае не тоньше. Сварка должна быть чистой, без язвы и вепрора.

51) Трубы должны быть правильной круглой формы; овальность (разница между наибольшей и наименьшей осью одного сечения) допу-

скается не более 1%. После сварки труба должна быть подвергнута равномерному нагреванию и иметь вполне цилиндрическую форму, с допусковыми отступлениями по диаметру не более 1%.

52) После сварки и отгиба фланцев, жаровые трубы соединяются между собой кольцами Адамсона. Фланцы на жаровых трубах делаются или вручную на горне, или на специальном фланцепрочном станке; при чем кромки фланцев обтачиваются со скопом для чеканки.

53) Жаровые трубы после сварки, клепки и чеканки должны быть испытаны гидравлически на рабочее давление для обнаружения дефектов в сварке, которые исправляются принятыми на заводе методами, и только после гидравлической пробы трубы могут быть вставлены в котел, при чем сварной шов помещается внизу.

#### Изготовление волнистых жаровых труб.

54) Изготовление труб до волнования производится согласно Техническим Условиям на изготовление гладких жаровых труб.

55) Волнование волнистых труб вручную не рекомендуется.

56) Волнование труб рекомендуется производить механическими способами, как-то: ниж. Мацневского, завода Шульц и Кнаудт, ниж. Русакова и других.

57) После волнования звенья труб подвергаются гидравлической пробе для обнаружения дефектов сварки, которые исправляются принятыми на заводе методами сварки.

58) По изготовлении волн труба должна быть правильной круглой формы, с отступлениями по диаметру волн не более 2%. Овальзация допускается не более 1,5%.

59) Очертание волн рекомендуется производить, придерживаясь следующих профилей: Фокса, Морисона, Порву, Дейтона и др.

60) Жаротрубные, пароходные котлы и котлы с выдвигной топкой рекомендуется делать с волнистыми трубами.

#### Изготовление камер для водотрубных котлов.

61) Сварку камер допускается производить на угле и коксе, на нефти, на водяном газе, электричеством, ацетиленом.

62) Во избежание лишних сварных швов допускается камеры делать гнутыми при обязательном условии производить эту операцию в горячем состоянии.

63) В педях более правильной сборки и хорошей варки кромки листов должны быть обработаны.

64) По окончании сварочных работ камера должна быть выправлена и по вставке связей подвергнута гидравлической пробе для проверки сварки. В случае обнаружения непрочара допускается исправление способами, принятыми на заводе.

65) Дыры для люков и труб должны быть настолько верно просверлены в отношении диаметров и совпадения осей, чтобы была полная гарантия для правильной вставки труб.

66) Фаски для прокладок на камере и на люках должны быть хорошо обработаны. Люки рекомендуется делать цельнокованые.

#### Гидравлическая проба.

67) Гидравлической пробе подвергаются либо целый котел, если в законченном виде отправляется на место установки, либо его отдельные части, если окончательная сборка котла производится на месте установки. Испытание должно быть произведено, согласно существующих правил.

68) Котел, подвергнутый гидравлической пробе, не должен иметь никаких остающихся деформаций; заклепки и швы не должны давать течи. Незначительная течь в виде слез допускается. Подчеканка допускается лишь на рабочем давлении. После гидравлической пробы котел прокрашивается снаружи и в зависимости от условий хранения и дальнейшего использования котла, и внутри.

Примечание. На изготовленный котел завод обязан выдать акт с полной характеристикой котла.

#### б) Назначение марок при изготовлении различных частей котлов<sup>1)</sup>.

II/Комиссия по материалам установила для котельного листового железа три марки со следующей характеристикой<sup>2)</sup>.

Характеристика марок	Растяжение	
	Временное сопротивление $K_2 = \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$	Относительное удлинение не менее $\varphi_{1,6}^0$
K <sub>1</sub> . . . . .	$\frac{33}{42}$	26
K <sub>2</sub> . . . . .	$\frac{38}{46}$	23
K <sub>3</sub> <sup>3)</sup> . . . . .	$\frac{42}{50}$	20

Для того, чтобы подобрать марку материала для изготовления частей котла, надо учесть, с одной стороны, условия, при которых эти части работают, а с другой—условия производства их, и поэтому все части котлов обычно делятся на три категории:

1) Огневые листы, т.е. листы, подверженные во время работы действию пламени, и по роду производства могут быть сварены.

2) Листы, во время процесса изготовления подверженные штампованию и бортованию.

3) Листы, не подверженные непосредственному действию огня, и во время процесса изготовления минуя огневую обработку для придания им нужной формы.

<sup>1)</sup> Настоящая работа II/Комиссии составлена на основании доклада, сделанного по поручению II/Комиссии инж. В. В. Русаковым.

<sup>2)</sup> См. 3-й выпуск «Материалов к III Съезду».

<sup>3)</sup> Впоследствии II/Комиссия по материалам изменила указываемую нomenclaturу марок в след.: ст. 2, ст. 3 и ст. 4.



Исходя из этих соображений П/Комиссия по конструкциям и расчетам считает необходимым установить следующее распределение марок материала для частей котла:

Название марки	Перечень частей парового котла, изготовляемых из соответствующей марки
К <sub>1</sub> (Ст. 2).	1) Жаровые трубы. 2) Сухопарник. 3) Патрубки для арматуры. 4) Соединительные патрубки в батарейных котлах. 5) В батарейных котлах шпильки листов бараб., находящиеся под непосредственным действием огня. 6) Днища с длинными горловинами наружу, напр. у Ланкэмп котла. 7) Камерные листы горизонтальных подотрубных котлов (в тех случаях, когда камера изготовляется путем сварки). 8) Листы приваивки в случаях из отклонения их сварники. 9) Решетки, обечайки и днища огневой камеры парордных котлов. 10) Сильный лист локомотивных котлов. 11) Лобовой, решетчатый и шпильчатые листы огневой камеры локомотивных котлов.
К <sub>2</sub> (Ст. 3).	1) Днища для всех типов котлов. 2) Лазы " " " " " " 3) Листы камер горизонтальных подотрубных котлов в случае изготовления их клеветными. 4) Различного рода листовые скрепления внутри котла.
К <sub>3</sub> (Ст. 4).	1) Корпуса и барабаны всех типов котлов. 2) Шпильчатый лист наружного кожуха тонки локомотивных котлов. 3) Дымовые камеры локомотивных котлов.

Слоном, к этой марке относятся все листы, не подверженные непосредственному действию точки.

### Заклепки.

Для изготовления заклепок П/Комиссия по материалам выработала следующие марки:

Характеристика марки	Растяжение	
	Временное сопротивление $K_z = \frac{kg}{mm^2}$	Относительное удлинение $\varphi$ не менее %
Ст. 2 . . . . .	$\frac{33}{42}$	26
Ст. 3 . . . . .	$\frac{38}{46}$	25

Для заклепок, употребляемых для постройки паровых котлов, надлежит обязательно применять марку ст. 2.

### с) Заклепочные швы, сварка и горячая обработка.

1. Сопротивление заклепок на срез не должно быть меньше сопротивления листа в шве на разрыв. При этом нагрузка каждой заклепки от срезающего усилия не должна превосходить  $7 \text{ kg/mm}^2$  поперечного сечения заклепки, если заклепочный материал имеет сопротивление на разрыв не более  $38 \text{ kg/mm}^2$ . Если сопротивление последнего больше  $38 \text{ kg/mm}^2$ , то диаметр заклепки, рассчитанной на нагрузку в  $7 \text{ kg/mm}^2$ , множится на корень квадратный из отношения чисел 38 и действительного сопротивления.

2. При склепывании листов с накладками, последние должны делаться из материала на крайней мере такого же качества, как и склепываемые листы.

3. Прочность, хорошо в ласку сваренных швов, принимается равной 0,7 от прочности целого листа.

4. Рекомендуется не применять сварки для швов, подверженных изгибу, или растяжению, а также в тех случаях, когда сваренный лист не может быть после сварки отожжен.

5. При сварке продольных швов корпуса котла можно в особых случаях для надежности требовать наложения накладок.

6. Все сваренные листы после сварки должны подвергаться тщательному отжигу.

7. Листы, подвергавшиеся обработке в горячем состоянии, необходимо после такой обработки, если возможно, соответственным образом отжечь. Это относится в особенности к листам, которые подвергались многократному частичному нагреву.

Технические условия на производство автогенной сварки при ремонте и построении паровых котлов.

#### § I. Допускается заваривать:

- все части, работающие на сжатие;
- все части, укрепленные связями;
- цилиндрические части диаметром не более 700 мм.

§ II. Не разрешается производить заварку частей, работающих на растяжение, а также:

- заварку трещин в трубной решетке, если от каждой трубы идет более одной трещины;
- заварку трещин от кромки к заклепке, если число их превышает 15% от всего количества заклепок данного шва и более 5 подряд.
- Заварку трещин, не приваривая латок, если трещины дали расхождение более 3 мм.

Примечание. Если трещина дала расхождение более 3 мм, то заварка трещины, не приваривая латки, допущается с надлежащего разрешения.

- заварку сплошных разрывов, глубина коих более 30% толщины листа  $\pm 1 \text{ мм}$ ;
- Приварку кромок, если ширина привариваемого куска более половины расстояния от края заклепочного отверстия до края кромки.

§ III. Заварка частей, не предусмотренных § I, возможна только с надлежащего разрешения.

§ IV. Свариваемый шов должен быть предварительно тщательно очищен и соответствующим образом подготовлен, а именно:

- при толщине свариваемого листа в 2—4 мм листы свариваются в стык с прозором в 2—3 мм;
- при толщине листа, большей 4 мм, кромки листа должны быть предварительно скошены под углом 60—90°, при чем в листах толщиной до 13 мм, скос разрешается делать с одной стороны, при толщине же листа свыше 13 мм, скос надлежит делать с обеих сторон, однако, в местах, недоступных для производства сварки с обеих сторон, разрешается и при листах толще 13 мм производить сварку кромок с одной стороны.

§ V. При сварке должны быть применены всевозможные мероприятия по устранению явлений закалки, остающихся напряжений и недостаточного удлинения сваренного материала.

§ VI. При больших размерах сварки, когда длина ее превосходит 250 мм, такую весту по принципу холодной точки, т. е. таким образом, чтобы сварка производилась отдельными участками, при чем последовательность сварки назначается такая, что начальная точка сварки одного участка должна быть на максимальном расстоянии от точки окончания сварки предыдущего участка.

§ VII. При заварке трещин таковые засверливаются по концам, а кромки скалываются под углом в 60°.

§ VIII. Ремонтируемые отверстия либо заполняются частично, либо полностью завариваются, при чем перед заваркой отверстия раззенковываются под углом в 30°.

§ IX. При приварке днищ к цилиндрическому корпусу необходимо производить разделку шва в цилиндрических частях.

§ X. В целях усиления шва и обеспечения его герметичности надлежит производить наплавку шва с одной или с двух сторон с таким расчетом, чтобы сопротивление сваренного шва составляло не менее 70% первоначального, при чем накладка должна перекрывать место стыка листов не менее, чем на половину толщины свариваемого листа.

§ XI. При самой сварке надлежит производить проковку шва, понимая под этим уплотнение шва специальными молотками.

§ XII. Наплавляемый материал должен соответствовать специальным техническим условиям.

## О. Определение котловых элементов.

### I. Определение толщины стенки цилиндрического корпуса котла.

1. Привычно обозначают:

$S$  — толщина листа в мм,

$D$  — наибольший внутренний диаметр корпуса в мм,

$p$  — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в  $\text{kg/cm}^2$ ,

$K_2$  — сопротивление котельного железа разрыву в  $\text{kg/cm}^2$ ,

$\alpha$  — коэффициент надежности,

$\epsilon$  — ослабление в шве, по отношению к прочности целого листа,

получим:

$$S = \frac{D \cdot p \cdot \alpha}{200 \cdot K_2 \cdot \epsilon} + 1 \quad \text{или} \quad p = \frac{200 \cdot K_2 \cdot \epsilon \cdot (S-1)}{D \cdot \alpha} \dots \dots \dots (1)$$

где значения  $K_2$  берутся из вышеприведенной таблицы назначения марок железа (стр. 485), а для  $\epsilon$  даются следующие значения:

	При ручной кладке	При машин. кладке
Для швов в нахлестку или с односторонней наплавкой, или для сваренных швов (считались с указанными п.п. 3 до 6 общих правил) . . . . .	4,75	4,50
Для дуговых швов, с 2-ми накладками, из которых одна сделана односторонним швом . . . . .	4,35	4,10
Для швов с 2-ми накладками . . . . .	4,25	4,00

2. Значения  $\alpha = 4,25$  и  $\alpha = 4$  могут приниматься также при трех или более рядных швах, с 2-ми накладками, когда одна накладка имеет шов с числом рядов на один меньше, чем другая.

3. Толщина листа берется во всяком случае не меньше 7 мм; исключение может быть допущено лишь для небольших котлов (пар., при пожарных насосах или трансбарах).

4. Железо с сопротивлением разрыву больше чем  $41 \text{ kg/cm}^2$  может примениться для изготовления частей корпуса котла при условии: а) обработки в холодном состоянии или при красном нагреве, б) отбортовки, оточки, фрезеровки или в крайнем случае отбортовки ручную и в) при выполнении продольных швов с 2-ми накладками и при механической клевке шва швом.

5. Относительно от номинальной толщины листа, лежащие в пределах допусков, обуславливаются техническими условиями при расчетах не принимаются во внимание.

6. Напряжения на разрыв листа не должно ни в одном шве превышать величину  $\frac{K_2}{\alpha}$ , принимая равномерное распределение нагрузки по всему сечению.

7. Относительно допустимого напряжения в швах см. указания общих правил.

8. При расчете толщины стенок цилиндрических обечайек, выделанных без шва, можно брать  $\alpha = 4$  и  $\epsilon = 1$ , если нет какого-либо ослабления листа.

9. Дыры для valves ремонтируются сверлами. Закрепленные дыры в листах, с сопротивлением материалу на разрыв свыше  $41 \text{ kg/cm}^2$  или толщиной более 27 мм, обязательно должны быть сверлены, при чем сверление должно производиться на листе после предварительной сверки отдельных обечайек. Если в более тонких местах закрепленные дыры пробиваются, то вышеприведенные значения для  $\epsilon$  увеличиваются на 25%. Если пробитые дыры затем рассверливаются не менее чем на  $\frac{1}{4}$  своего диаметра, то  $\alpha$  достаточно увеличивать на 10%.

### II. Определение толщины стенки жаровых труб, подверженных наружному давлению.

Трубы гладкие и трубы с жесткими креплениями. Если обозначить:

$\delta$  — толщину листа в мм,

$d$  — наружный диаметр цилиндрической трубы или средний наружный диаметр конической трубы в мм,

$p$  — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в ат,

$\alpha$  — коэффициент,

$l$  — длину трубы в мм или в соответствующих случаях наибольшее расстояние между действующими креплениями,

когда:

$$\delta = \frac{pd}{2400} \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{\alpha l}{p(d+\delta)}} \right) + 2 \text{ мм.} \dots \dots \dots (2)$$

где:

для горизонтально расположенных труб:

с продольным швом внахлестку . . . . .  $\alpha = 100$

с пр. дольным швом сваренным или с накладкой . . . . .  $\alpha = 80$

для вертикально расположенных труб:

с продольным швом внахлестку . . . . .  $\alpha = 70$

с продольным швом сваренным или с накладкой . . . . .  $\alpha = 50$

Гладкие трубы применяются для длины не более 800 мм и для давлений не выше 8 ат. Действующими укреплениями надо считать, помимо днищ в трубных решетках, кон. ступицы, показанные на фиг. 743—749, при чем преимущественно надо отдать конструкции по фиг. 743 (кольцо Адамсона).

Для участка  $t_1$  трубы А:

$l_1 = l + 0,5 l_2$ , если  $l_1$  величина большая, при этом предполагается отбортовка шириной не менее 50 мм.

2. Длину  $l$  сех участков трубы, где имеются кинтальные поперечные трубки, можно брать, руководствуясь следующими данными:

на участке трубы Б:

$l = l_1 + l_2$ , если  $l_1$  больше  $l_2$ , и противном случае надо брать  $l_2$  вместо  $l_1$ ;

на участке трубы  $c_1$

$$l = l_1 + l_2$$

на участке трубы  $d_1$

$$l = l_2 + l_3 \text{ или соответственно } l = l_2 + l_4$$

3. Если есть основание сомневаться в том, что поперечные шпильчатые трубы являются действующими укреплениями, в силу их малых размеров, способа укрепления, месторасположения и т. д., то рекомендуется брать за  $l$  всю длину звена, другими словами, вовсе отбрасывать от учета укрепляющего действия шпильчатых труб.



Фиг. 743.



Фиг. 744.



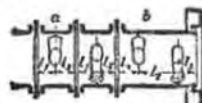
Фиг. 745.



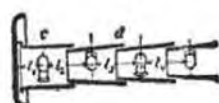
Фиг. 746.



Фиг. 747.



Фиг. 748.



Фиг. 749.

4. Постановка в жаровых трубах, с целью их укрепления и усиления циркуляции, поперечных труб утолщает и удорожает работу по изготовлению котла и усложняет монтаж или его, поэтому надежность котла, ввиду чего постановка таких труб вообще не рекомендуется.

Фокс		Фиг. 750.	Волнистые и ребристые трубы. Если обозначить: $b$ — толщину листа в мм, $d$ — диаметр внутренней жаровой трубы в мм, $p$ — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферное) в $kg/cm^2$ , тогда
Пориссон		Фиг. 751.	
Порв		Фиг. 752.	
Гейтон		Фиг. 753.	

2. Толщину листа берут во всяком случае не меньше 7 мм, более тонкое железо допускается лишь в случае маленьких котлов (для пожарных насосов или тракторов).

### III. Определение толщины плоских стенок.

1. Плоские стенки: если обозначить:

- $s$  — толщина листа в мм,
- $p$  — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в  $kg/cm^2$ ,
- $a$  — расстояние между распорными или анкерными болтами в одном ряду в мм,
- $b$  — расстояние между рядами распорных или анкерных болтов в мм,
- $c$  — коэффициент,

тогда: 
$$s = c \sqrt{p(a^2 + b^2)} \dots \dots \dots (4)$$

Для величин  $c$  следует брать:

- $c = 0,017$  для плоских стенок, в которых распорные болты зашплинтованы и расклеиваются и которые омываются горячими газами и водой.
  - $c = 0,015$  когда вышеуказанные плоские стенки не омываются горячими газами,
  - $c = 0,0155$  для плоских стенок, в которые зашплинтованы распорные или анкерные болты с наружными гайками или торцевыми головками и которые омываются горячими газами и водой.
  - $c = 0,0135$ , если вышеуказанные плоские стенки не омываются горячими газами,
  - $c = 0,014$  для стенок, которые скрепляются взаимно только анкерными трубами.
- Для стенок, анкера которых снабжены гайками и скрепляются шайбами, следует в уравнении (4) принимать:
- $c = 0,013$ , если диаметр наружной скрепляющей шайбы равен 2:5 от расстояния между анкерами, и толщина шайбы равна 2:3 толщины стенок.

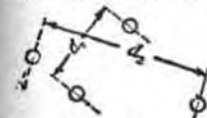
$c = 0,012$ , если диаметр наружной скрепляющей шайбы равен 3:5 от расстояния между анкерами, и толщина шайбы равна 5:6 толщины стенок.

$c = 0,011$  если диаметр наружной скрепляющей шайбы равен 4:5 от расстояния между анкерами и если шайба, толщина которой равна толщине стенок, приклепана к этой последней, при чем стенки не должны соприкасаться с горячими газами.

Если же стенки, напротив, с одной стороны омываются горячими газами, а с другой — паром, то толщина стенок должна быть увеличена против расчетной на 10%, если только она не защищена предохранительными листами от неперекрестившего действия пламени.

При неуровневом расширении анкерных скреплений, как, например, на фиг. 754, имеем:

$$s = c \frac{1}{2} (d_1 + d_2) \sqrt{p} \dots \dots \dots (5)$$



Фиг. 754.

Значения  $c$  берут и в зависимости от рода укрепления по данным пп. 1 и 2.

Толщину плоской стенки, укрепленной обшивкой, если при этом стенка расположена не в первом газозаде, можно брать на 12½% меньше, чем получается из расчета, однако при условии, что толщина обшивочного листа будет не меньше 2:3 от расчетной толщины стенок, и обшивка будет хорошо склеена со стенкой.

Прямоугольные плоские листы, прикрепленные по всему периметру, должны иметь толщину

$$s = 0,053 b \sqrt{\frac{p}{k_2 \left[ 1 + \left( \frac{b}{a} \right)^2 \right]}} \dots \dots \dots (6)$$

где:

- $s$  — толщина стенки в мм,
- $a$  — наибольшая сторона прямоугольника в мм,
- $b$  — наименьшая сторона прямоугольника в мм,
- $p$  — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в  $kg/cm^2$ ,
- $k_2$  — допустимое напряжение материала стенок на растяжение в  $kg/mm^2$ , которое можно принимать равным 1:4 расчетного сопротивления на разрыв.

Для плоских стенок, которые укреплены не анкерными болтами или продольными шпильками, а угловыми анкерами или ваками-либо иным надежным способом, толщину можно брать:

$$s = 0,017 d \sqrt{p} \dots \dots \dots (7)$$

Если не доказано, что можно ограничиться более тонкой стенкой.

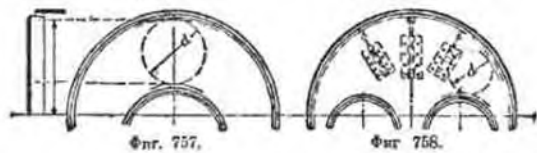
В этой формуле означает:

- $s$  — толщину стенки в мм,
- $p$  — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в  $kg/cm^2$ ,
- $d$  — диаметр сам по большому кругу в мм, который будучи он встал, как на фиг. 755 до 758, на плоской стенке, пройдет через места скрепления.



Фиг. 755.

Фиг. 756.



Фиг. 757.

Фиг. 758.

Если нет точных данных о величине радиуса загиба у борта на днище, то этот радиус принимается равным 50 мм.

Вышпресованные узлами применимы только к листам из литого железа.

Медные стенки, скрепленные распорными или анкерными болтами, должны иметь толщину при распределении скреплений:

правильном:  $s = 5,83 \sqrt{\frac{d}{K_p}} \dots (8)$       неравильном (как на фиг. 754):  $s = 5,83 \cdot \frac{c}{2} \cdot (d_1 + d_2) \sqrt{\frac{d}{K_p}} \dots (9)$

Для меди  $K_p$  (сопротивление разрыву) принимают в 22 кг/см<sup>2</sup> при температурах до 120°, если не указана большая прочность. В случае высшей температуры прочности берут меньше на 1 кг/см<sup>2</sup> для каждых 20°. Для перегретого водяного пара с температурой 250° и выше упорядочения меди избегают. Значения для с берутся в зависимости от конструкции скрепления по данным п.п. 1 и 2 этого раздела (стр. 510).

Плоские днища с отогнутыми бортами. Если обозначить:

- s — толщину стенки в мм,
- p — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в кг/см<sup>2</sup>,
- r — радиус загиба у борта в мм,
- d — внутренний диаметр днища в мм,

тогда:

$$s = \frac{1}{88} \cdot [d - r \left(1 + \frac{2r}{d}\right)] \sqrt{p} \dots (10)$$

или

$$p = 9600 \left[ \frac{s}{d - r \left(1 + \frac{2r}{d}\right)} \right]^2 \dots (11)$$



Фиг. 759.

Трубы в решетке (трубные стенки котлов с дымовыми трубами. Тедлер, стр. 283—285).

Части трубной стенки, расположенной вне пучка труб, рассчитываются по данным, установленным для плоских стенок, если размер площади, подверженной давлению пара, обуславливает необходимость анкерных скреплений.

Части трубной стенки, расположенные в пределах пучка труб, рассчитываются следующим образом:

при применении особых анкерных тяг или анкерных болтов, снабженных парной, следует применить уравнения (1), (2), (3) и (4).

В этом случае трубы только укрепляются; однако для надежного укрепления труб в стенке толщина последней должна быть:

для стенок литого железа:  
не менее  $s = 5 + \frac{d}{8}$  при  $d = 38$  до 100 мм.

для стенок красной меди:

не менее  $s = 10 + \frac{d}{5}$  при  $d = 38$  до 75 мм, где d в мм наружный диаметр трубы в месте ее укрепления в стенке; наименьшее сечение простенка между двумя трубными отверстиями должно быть:

для литого железа:

180 мм<sup>2</sup> при  $d = 38$  мм

для стенок красной меди:

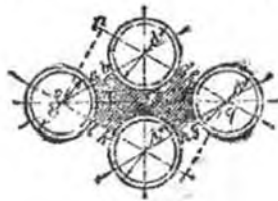
340 мм<sup>2</sup> при  $d = 38$  мм

с увеличением в 2,5 раза при  $d =$  около 100 мм.

с увеличением в 2,5 раза при  $d =$  около 75 мм.

Если трубные стенки не имеют специальных анкерных скреплений, но трубы снабжены бортами на обоих концах или концы труб развальцованы в конических отверстиях, диаметр которых увеличивается по направлению наружу, то полная надежность против выгибания концов труб может быть достигнута при нагрузке на 1 см окружности трубы, равной (ср. фиг. 760):

$$s = \frac{p \cdot \text{площадь } \pi}{\pi d} < 25, \dots (12)$$



Фиг. 760.

s — величина не должна превосходить 25 кг и предположения, что работа исполнена хорошо

Если трубные стенки не имеют самостоятельных анкерных скреплений и трубы развальцованы в цилиндрических отверстиях, то при рабочем давлении до 7 атмосфер также может быть допущено  $\epsilon = 25$ . При более высоком давлении пара величина  $\epsilon$  не должна превышать, однако, 15 кг.

Если величина  $\epsilon$  не превосходит вышесказанных норм, то и незначительная площадь  $\pi$ , находящаяся под давлением пара, особому расчету не подвергается в том предположении, что наименьшая толщина стенок, необходимая для надежного укрепления труб, удовлетворяет требованиям и условиям.

В сомнительных случаях можно произвести проверку по формуле:

$$p = 390 \left(1 - 0,7 \cdot \frac{d}{a}\right) \left(\frac{a}{c}\right)^2 \cdot k_b, \dots (13)$$

в которой означают:

- s — толщину стенки,
- p — наибольшее рабочее давление в атмосферах,
- d — наружный диаметр трубы у места прикрепления в мм,
- a — сторону квадратного поля в мм, образованного четырьмя трубами или арифметическое среднее из сторон прямоугольника, образованного этими четырьмя трубами (на фиг. 760);
- c =  $\frac{sr + py}{2}$ ,
- k\_b — напряжение на изгиб интервала стенки в кг/мм<sup>2</sup>, которое допущается до величины =  $\frac{\text{сопротивление на разрыв}}{4,5}$ .

Если получаемое по уравнению (13) напряжение сдвигом велико или  $\epsilon$  превосходит приведенную выше величину, то должны быть установлены скрепляющие анкерные тяги или анкерные болты.

Особенно необходимо укрепить трубы, расположенные на краях, для выяснения, не превосходят ли их нагрузки допустимых пределов в противном случае часть этих труб заменяется анкерными трубами согласно уравнению (4) или другими анкерными скреплениями.

У огневых коробок, котлов которых не соединены внешними болтами или другими путями со стенкой цилиндрической части котла, поддерживаются скобами или анкерными болтами, упирающимися на края трубных стенок, толщина трубной стенки не должна быть меньше

$$s = \frac{p \cdot v \cdot b}{1900 (b - d)}, \dots (14)$$

где означают:

- v — длину огневой коробки в мм,
- b — взаимное расстояние между центрами труб в мм,
- d — внутренний диаметр труб в мм.

#### IV. Определение толщины стенки не укрепленных выпуклых днщ, подверженных внутреннему давлению.

1. Если обозначить:

- s — толщину стенки в мм,
- p — наибольшее рабочее давление (сверх атмосферного) в кг/см<sup>2</sup>,
- r — внутренний радиус в середине выпуклой части днища в мм,
- k — допустимую нагрузку в кг/мм<sup>2</sup>.

тогда:

$$s = \frac{pr}{200 k} \text{ или } p = 200 \cdot \frac{sk}{r} \dots (15)$$

2. В предположении, что радиус кривизны выбран достаточно большим для того, чтобы цилиндрическая часть на окружности днища плавно переходила в выпуклую по середине. Величину k можно брать:

- до 5 кг/мм<sup>2</sup> для стареного железа,
- 6,5 " " литого железа,
- 4 " " красной меди, если температура не превышает 200°.

#### V. Определению толщины стенки выпуклых днщ снутри или наружу отбортованными отверстиями для укрепления одной или двух жаровых труб.

1. Если выбран достаточно большой радиус загиба у борта (VI, п. 2) и жаровые трубы расположены в достаточном расстоянии от борта и при этом настолько эластичны в осевом направлении, что днища не подвергаются сколько-нибудь значительному добавочному изгибу жаров, то толщину стенки днища можно определять по формуле (15), беря k до 7,5 кг/мм<sup>2</sup>.



2. Расстояние стенки жареной трубы, в наиболее узком месте, от стенки корпуса должно быть не менее 125 мм, но сооружением изгиба стенки днища при штамповке и, кроме того, по соображениям удобства осмотра и чистки котла.

**VI. Определение толщины стенки выпуклых днищ, подверженных наружному давлению.**

1. Если обозначить:

- $r$  — внешний радиус кривизны центральной части днища в мм,
- $s$  — толщину днища в мм,
- $p_0$  — давление жидкости в  $\text{kg/cm}^2$ , при котором можно ожидать вдавливания, тогда напряжение при вдавливании

$$k_0 = \frac{1}{200} \cdot p_0 \cdot \frac{r}{s} \dots \dots \dots (16)$$

определяется из уравнения в  $\text{kg/cm}^2$ :

$$k_0 = A - B \sqrt{\frac{r}{s}} \dots \dots \dots (17)$$

куда подставляются:

- для шарообразных, хорошо прокованных цельных днищ из красной меди . . . . .  $A = 25,5, B = 1,2$
- для отожженных цельных днищ из литого железа . . . . .  $A = 26, B = 1,15$
- для днищ литого железа, составленных из отдельных сегментов, склеиваемых в шахматку . . . . .  $A = 24,5, B = 1,16.$

2. Допустимое напряжение материала, которое подсчитывается по уравнению:

$$k = \frac{1}{200} \cdot p \cdot \frac{r}{s}$$

где  $p$  обозначает наибольшее рабочее давление в  $\text{kg/cm}^2$ ,  $r$  и  $s$ , как указано выше, можно брать следующие значения:

- на скатные:
  - для прокованной красной меди до 4  $\text{kg/mm}^2$ , если температура не превышает 200°,
  - для отожженного литого железа до 6,5  $\text{kg/mm}^2$ ;
- на вдавливание:
  - до 0,4  $k_0$  для обоих материалов, при чем  $k_0$  определяется по уравнению (17)

3. Что касается формы днища, то здесь надо иметь в виду, чтобы радиус закругления по борту был достаточно велик для того, чтобы цилиндрическая часть плавно переходила в сферическую.

**VII. Болтовые соединения.**

1. Следует различать болтовые соединения обработанных и необработанных поверхностей.

2. Если обозначить:

- $F$  — общее усилие, на котором рассчитывается соединение в  $\text{kg}$ ,
- $F_1$  — часть общего усилия, приходится на один болт в  $\text{kg}$ ,
- $k$  — напряжение в теле болта в  $\text{kg/mm}^2$ ,
- $d$  — диаметр болта в мм,

тогда:

$$k = 1,27 \frac{F_1}{d^2} \dots \dots \dots (18)$$

при чем, не зависимо от того, сделаны болты из сварочного или литого железа, следует брать:

а) для хороших болтов, с хорошей обработкой поверхности в три шпатель прокладке;

$$d = 0,45 \sqrt{F_1} + 5 \dots \dots \dots (19)$$

б) если изложенные в а. в условия выполнены не вполне;

$$d = 0,55 \sqrt{F_1} + 5 \dots \dots \dots (20)$$

3. Если есть доказательство, что материал болтов удовлетворяет условиям, установленным инструкцией о материалах для стандартных котлов в отношении закаленного железа, то коэффициент в уравнении (19) может быть уменьшен до 0,4.

4. Уравнения (19) и (20), применительно к системе Виншорта, дают следующие величины: (см. ниже следующую таблицу).

Диаметр наружн.	Диаметр в нарезе.	Допустимая нагрузка на болт при коэффициентах			
		0,4	0,45	0,55	
1 1/8	12,70	9,93	155 kg	122,5 kg	82 kg
1 1/4	15,88	12,63	200 "	170 "	108 "
1 3/8	19,05	15,90	229 "	176 "	118 "
1 1/2	21,23	18,02	1 139 "	916 "	613 "
1 5/8	25,40	21,34	1 669 "	1 318 "	883 "
1 3/4	28,57	23,93	2 440 "	1 770 "	1 185 "
1 7/8	31,75	27,10	3 053 "	2 412 "	1 614 "
2	34,92	29,31	3 755 "	2 967 "	1 986 "
2 1/8	38,10	32,09	4 792 "	3 786 "	2 535 "
2 1/4	41,27	34,77	5 539 "	4 377 "	2 930 "
2 3/8	44,45	37,96	6 785 "	5 361 "	3 559 "
2 1/2	47,62	40,41	7 897 "	6 192 "	4 145 "
2 5/8	50,80	43,59	9 308 "	7 353 "	4 922 "
2 3/4	57,15	49,02	12 111 "	9 569 "	6 406 "
2 7/8	63,50	55,37	15 857 "	12 528 "	8 357 "
3	69,85	60,55	19 286 "	15 237 "	10 201 "
3 1/8	76,20	66,90	23 947 "	18 923 "	12 607 "

5. Болты из литого железа должны иметь не острую, а по возможности закругленную нарезку.

6. Применение закаляющейся стали для изготовления болтов не допустимо.

7. При расчете фланцевых болтов, расположенных на одинаковых друг от друга расстояниях по фланцу прямоугольной или эллиптической формы, как показано на фиг. 761 и 762, можно принимать, что наиболее нагруженный болт должен передавать давление

$$P_1 = \frac{P \cdot e}{2 \pi r} \dots \dots \dots (21)$$

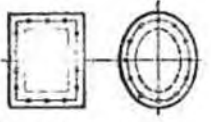
где:

- $r$  — наименьшее расстояние между линией болтовых отверстий и центром тяжести поверхности, подверженной давлению в мм,
- $e$  — шаг болтовых отверстий в мм.

8. Если есть основание опасаться больших изгибающих усилий, как, например, при соединении необработанных поверхностей, изгиба фланцев, одностороннее расположение фланцев и т. д., то болты подвергаются особому расчету, принимая во внимание эти изгибающие усилия.

9. Фланцы должны иметь такую толщину, при которой они могли бы надежно сопротивляться действию изгибающих усилий.

10. Болтов с наружным диаметром меньше 16 мм следует избегать; болтов с диаметром меньше 13 мм делать не следует.



Фиг. 761. Фиг. 762.

**VIII. Крепления.**

1. Напряжение не должно превосходить:
  - для сварных связей и распорных болтов из сварочного железа . . . . . 3,5  $\text{kg/mm}^2$ ,
  - для цельных связей и распорных болтов из сварочного железа . . . . . 5 "
  - для цельных связей и распорных болтов из литого железа . . . . . 6 "
  - для связей и распорных болтов из красной меди при температурах пара до 200° . . . . . 4 "
2. Продольные связи, снабженные по концам нарезкой и гайками, следует пропускать через лобовые и трубные стенки на изрезке и, кроме того, ставить подкладные шайбы

и тайны не только снаружи но и внутри. Трубчатые связи ставятся на резьбе и развальцовываются.

3. Угловые связи надо делать как можно длиннее.

4. В жаротрубных котлах заклепки, прикрепляющие угловые связи к днищу, рекомендуются располагать не ближе 200 мм к жареным трубам.

5. Поперечное сечение угловой связи должно быть больше поперечного сечения соответствующей продольной связи пропорционально углу связи по отношению к оси котла.

6. Болты и заклепки для прикрепления угловых связей следует рассчитывать с большим запасом прочности.

7. При укреплении изогнутых днищ наклепкой I-образного железа или тому подобно, следует принимать меры к тому, чтобы усилие, воспринимаемое этими последними, передавалось непосредственно на корпус котла.

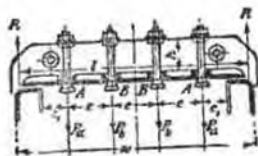
8. Распорные болты при укреплении плоских стенок, подверженных действию пламени, располагаются на расстояниях не более 200 мм один от другого.

## IX. Анкерные балки для укрепления потолочных листов огневых коробок

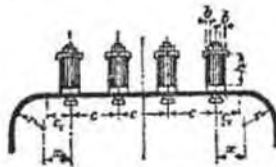
1. Анкерные балки, свободно упирающиеся на опоры, в не подвижные, рассчитываются как свободно лежащие балки с пролетом  $l$  (фиг. 763), нагруженные в опорных точках силами, величина коих определяется нагрузкой, соответствующей площади пола потолка (фиг. 765).

2. При этом сопротивление потолочного листа, как такового, в расчет не принимается. Размер  $c_1$  определяет ту часть площади потолка, давление на которую воспринимается крайней балкой; в среднем  $c_1 \approx \frac{2}{3} l \alpha$ .

3. Для соотношений, указанных на фиг. 763—765, принята наибольшая рабочая длина не равная  $l_1$ , пишем для крайних балок нагрузку:



Фиг. 763.



Фиг. 764.

в точках А

$$P_a = \left( c_1 + \frac{c}{2} \right) \left( \frac{c_1}{2} + \frac{c}{2} \right) r;$$

в точках В

$$P_b = \left( c_1 + \frac{c}{2} \right) c \cdot r.$$

Для обеих средних балок будет нагрузка в точках А

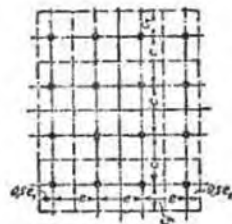
$$P_a = c \left( \frac{c_1}{2} + \frac{c}{2} \right) r$$

нагрузки в точках В

$$P_b = c \cdot c \cdot r;$$

сопротивление концевых опор

$$R = P_a + P_b.$$



Фиг. 765.

Наибольший изгибающий момент в сечении у В и в сечении между ВВ:

$$M_b = R \left( \frac{l}{2} - \frac{e}{2} \right) - P_a \cdot e.$$

а таким образом, для расчета сечения анкерной балки получим уравнение:

$$M_b \leq \left( \frac{\sigma}{\epsilon} \right) k_b, \quad (22)$$

где  $M$  — момент инерции балки,  
 $e$  — расстояние наиболее удаленных волокон от нулевой оси.

$k_b$  — допустимое напряжение на изгиб материала балки, которое для высокоуглеродистого (сварочное и литое железо, литая сталь, стальные отливки) можно принимать равным  $\frac{1}{4}$  сопротивления разрыву. Если величина сопротивления разрыву не известна, то для высокоуглеродистых материалов можно брать  $k_b = 9 \text{ кг/мм}^2$ . Для прямоугольного сечения, подобно фиг. 764, будет:

$$\frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{1}{6} \cdot 2 k_b l^2 = \frac{1}{3} k_b l^2.$$

4. Если потолочные балки подвешены, то они рассчитываются согласно с изменившимися условиями их нагрузки.

## X. Лазы и прочие вырезы.

1. Нормально овальные лазы имеют размеры  $300 \times 400$  мм; исключение допускается лишь в том случае, когда устройство лазов с такими размерами трудно осуществимо; во всяком случае лаз не должен иметь размеров меньше, чем  $250 \times 380$  мм.

2. Лазы на сухопарах необходимо делать таких размеров, чтобы через них доступны были и окислительному аппарату или внутренности поверхности цилиндра и вращи сухопара, так и место отгиба фланца.

3. Крышки к лазам не допускаются делать из чугуна. Конструкция крышек должна быть такова, чтобы уплотнительные прокладки не выдавливались.

4. При больших давлениях пара анкерные болты в крышках рекомендуются ставить на резьбе и расклеивать.

5. Края лазов или подобных отверстий необходимо укреплять в тех случаях, когда вырезка отверстий вызывает недопустимое ослабление листа при давлении рабочего давления, или когда можно опасаться сдвига стенок котла собой.

## XI. Водяные камеры и коллектора водотрубных котлов.

1. При изготовлении водяных камер (цельных или секционных) можно вообще рекомендовать применение сварки, так как цельные камеры всегда почти невозможны, вследствие невозможности подчеканки швов; непригодность швов ведет в опасном радиационном металле в швах.

2. Переднюю камеру (или секционные коллектора), по крайней мере при новых установках, надо располагать так, чтобы все соединительные швы были доступны для осмотра.

3. Задний шов задней части передней камеры (или секционных коллекторов) должен быть хорошо защищен обмуровкой от влияния высоких температур в тем более от непосредственного воздействия пламени; необходимо обеспечить возможность постоянного наблюдения за состоянием обмуровки в этом месте, дабы когочар или инспектор мог во время замечать опасность, возникающую при разрушении последней (обмуровка, обвал).

4. Если, в уже существующих котлах, требование п. 3 не удовлетворено, то следует, по крайней мере при наличии сварного шва, сделать усиленный этот шов механически.

## XII. Общие.

Выполнение котла может считаться хорошим, и при расчете его частей могут приниматься коэффициенты надежности, указанные в разделе III, лишь в случае удовлетворения следующим требованиям:

а) подготовка и обработка материала, как то: сгибание и обработка листов, сверление для и т. д., будет производиться тщательно и надлежащим образом. Несовпадающие заклевочные дыры будут рассверлены. Клепка будет вестись аккуратно, а при чеканке швов листы повреждены не будут;

б) листы с рваными краями и недоброкачественная заклепка в дело идти не будут;

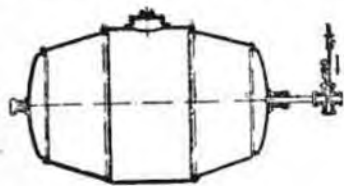
в) листы из сварочного железа, для корпуса цилиндрического котла или наладок, будут согнуты по продольным волокнам (вдоль прокатки). В противном случае пробы для испытания железа на разрыв должны быть взяты не только вдоль, но и поперек прокатки.

## XIII. Заключение.

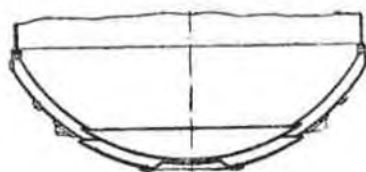
Если расчетным путем нельзя установить сопротивляемость котла в целом или какой-нибудь его отдельной детали, то надо встать на путь опыта. Гидравлическое испытание оказывается в таких случаях испытанием на прочность и должно производиться давлением, вдвое большим, чем предполагаемое рабочее давление.

## Р. Пароприемники.

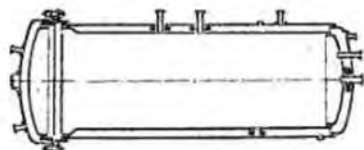
Многочисленные, применяющиеся в промышленности, аппараты, работающие паром с давлением выше атмосферного (варочные, вулканизационные котлы, Декастры, автоклавы, Гейс—аппараты и т. д., как, напр., на фиг. 766 до 769), в отношении их устройства, исполнения установки и надзора подлежат действию нижеследующих правил.



Фиг. 766.



Фиг. 767.



Фиг. 768.



Фиг. 669.

### Правила устройства, установки и освидетельствования пароприемников

и других приборов и аппаратов, работающих под давлением выше атмосферного

(утвержденные НКТ 24 июля 1923 г.).

**1. Применение правил.** Действие настоящих правил подлежат пароприемники и все приборы и аппараты, находящиеся или работающие под давлением газов и жидкостей выше атмосферного, за исключением приборов и аппаратов, указанных ниже, в ст. 2.

Пароприемниками признаются сосуды, содержимое которых подвергается посредственному или непосредственному действию упругого водяного пара, притекающего извне или образующегося в самом сосуде при нагревании последнего.

**Примечание.** В последующем изложении, где не сделано оговорок, пароприемники, приборы и аппараты именуется общим термином „аппараты“.

**2. Настоящие правила не распространяются на:**

- паровые котлы и экономайзеры, подлежащие действию особых правил;
- приборы центрального парового отопления, работающие под давлением не свыше  $1\frac{1}{2}$  ат и приборы водяного отопления;
- приборы, емкостью не свыше 25 литров;
- приборы, у которых произведение емкости в литрах на наибольшее допускаемое в них давление в атмосферах составляет не свыше 200;

д) части машин, не представляющие собою самостоятельных приборов (трубопроводы, цилиндры машин-двигателей и т. п.);

е) приборы, составленные из трубчатых змеевиков с наружным диаметром не свыше 52 мм;

ж) сосуды для хранения и перевозки сжатых газов, подлежащие действию особых правил;

з) приборы и аппараты, давление в коих не может превысить 0,5 ат.

**2. Конструкция аппаратов.** 3. Конструкция аппаратов, подлежащих действию настоящих правил (ст. 1), должна в отношении размеров всех частей строго соответствовать по своей прочности наибольшему допускаемому в аппарате рабочему давлению.

Шарнирно-откидные или вставные болты, вкладываемые в прорезы, хомуты и всякие зажимные приспособления, должны быть конструктивно предохранены от сдвига или ослабления.

4. Чугун допускается для изготовления только таких аппаратов, которые предназначены к работе при давлении не свыше 6 ат.

Части аппаратов, которые должны подвергаться непосредственному действию топочных газов, не могут быть изготавливаемы из чугуна.

5. Аппараты, внутренние размеры которых составляют не менее 800 мм, должны быть снабжены лазами для внутреннего осмотра всех частей. Круглые лазы должны быть не менее 400 мм в диаметре, овальные—не менее 300 × 400 мм. Закрываемые съемными днищами, крышками и проч. отверстия в аппаратах, открывающие доступ к внутреннему осмотру их, признаются за лазы, если они имеют размеры не менее указанных выше.

В аппаратах, снабженных внутри мешалками, змеевиками, перегородками и т. п. приспособлениями, последние—если конструкция и расположение их препятствует внутреннему осмотру, должны быть сделаны съемными.

6. Всякий построенный после опубликования настоящих правил и подлежащий действию их аппарат должен иметь наглухо прикрепленную на видном месте его лицевой стороны металлическую пластинку с обозначением: а) фирмы завода, на котором построен аппарат; б) № аппарата по списку изготовившего его завода; в) года постройки аппарата, и г) величины расчетного рабочего давления.

**3. Арматура аппаратов.** 7. Аппараты, подлежащие действию настоящих правил (ст. 1), должны быть снабжены следующей арматурой:

а) запорным клапаном, краном или клинкетом для выключения из трубопровода, подводящего пар, газ или жидкость;

б) приспособлением для выпуска воздуха или газа, а пароприемники, кроме того,—приспособлением для удаления конденсационной воды;

в) верхним манометром с сифонной трубкой, трехходовым краном в фланцевом диаметре в 38 мм и толщиной в 6 мм для установки контрольного манометра; рабочий манометр аппарата должен быть на такое число атмосфер, которое превысило бы по крайней мере на 2 ат. давление, необходимое при гидравлическом испытании аппарата, и на циферблате его должна быть проведена красная черта через число атмосфер, соответствующее наибольшему давлению, допускаемому в аппарате;

г) но крайней мере, одним предохранительным клапаном, установленным на предельное допустимое рабочее давление и снабженным приспособлением, не позволяющим лицу, обслуживающему аппарат, увеличивать нагрузку клапана. Сечение предохранительного клапана должно быть не меньше сечения трубы, подводящей пар или газ. У аппаратов с непосредственной тонкой предохранительный клапан должен выпускать весь избыток пара, образующегося при максимальной пропускной способности аппарата;

д) аппараты с непосредственной тонкой должны быть снабжены указателем уровня жидкости в аппарате.

8. Манометр и предохранительный клапан должны быть установлены непосредственно на аппарате и защищены от засорения или приведения в бездействие содержимым аппарата. Если по роду конструкции аппарата, такая установка невыполнима, то манометр и предохранительный клапан должны быть установлены в непосредственной близости аппарата на трубопроводе или на специальном отростке.

9. В тех случаях, когда по роду производства или вследствие действия содержимого аппарата, манометр или предохранительный клапан, или и тот и другой прибор не могут надежно работать, вместо каждого из них может быть поставлен, с разрешения агента надзора, термометр с достаточно большой шкалой, на которой должна быть ясно отмечена наивысшая допускаемая в аппарате температура. Это правило не распространяется на аппараты, действующие перегретым паром.

10. Если аппарат работает паром или сжатым воздухом и т. п., поступающим в него извне, и построен на рабочее давление, не меньше, чем питающий его аппарат, то установка на нем предохранительного клапана обязательна.

11. Аппарат, работающий при давлении, меньшем давления в питающем его аппарате, должен иметь, кроме запорного клапана, еще редукционный клапан с манометром и предохранительным клапаном, установленным на стороне меньшего давления, при чем предохранительный клапан должен быть так урегулирован, чтобы давление в аппарате не могло подняться выше допустимого рабочего давления.

Выпускной клапан должен находиться между аппаратом и редукционным устройством.

Примечание. Для группы аппаратов, работающих при одном и том же давлении, достаточен один редукционный клапан с манометром и предохранительным клапаном, установленными на общей магистрали до первого отклонения.

4. УСТАНОВКА АППАРАТОВ. 12. Для установки аппаратов, подлежащих действию настоящих правил (ст. 1), требуется разрешение губернского отдела труда.

13. Прошение о разрешении установки аппарата подается в губернский отдел труда владельцем аппарата (предприятием, учреждением, кооперативным или другим объединением или частным лицом) или его уполномоченным.

Примечание. Владелец аппарата, состоящий членом или техническим надзором, подает вышесказанное прошение или непосредственно сам, или через посредство означенного лица.

14. В прошении должны быть указаны наименование и адрес просителя и место установки аппарата. К прошению прилагаются в двух экземплярах: описание и чертеж аппарата и схематический чертеж помещения, в котором предполагается установка аппарата.

В описании должны содержаться следующие данные: название аппарата и его назначение; где и когда построен аппарат и за каким номером выпущен с завода; род и качество материала, из которого построен аппарат, размеры аппарата и его частей; предельное рабочее давление, на которое рассчитан аппарат; описание арматуры аппарата; поверочный расчет прочности аппарата.

Чертеж аппарата должен быть выполнен не менее как в  $\frac{1}{50}$  натуральной величины и состоять из плана аппарата и разреза его.

На схематическом чертеже помещения аппарата должно быть обозначено место установки аппарата и расположение имеющихся в том же помещении машин, станков и проч., с необходимой экспликацией.

Описание и чертежи должны быть подписаны владельцем аппарата или уполномоченным им лицом.

15. Установка аппарата разрешается губернским отделом труда или безусловно, или с тем, чтобы в назначенный им срок были устранены замеченные при рассмотрении представленных документов недостатки или нарушения. В случае не разрешения установки аппарата, в ответе просителю должны быть точно указаны мотивы отказа.

16. Аппарат, происхождение которого неизвестно, или неизвестен год материала его, или со дня постройки его прошло 25 лет, может быть разрешен к установке не иначе, как после тщательного осмотра всех частей его агентом надзора, при чем последнему предоставляется право требовать испытания, за счет владельца, материала аппарата в одной из государственных лабораторий; результаты испытания должны быть сообщены владельцем в губернский отдел труда.

17. Ответ по прошению о разрешении установки аппарата должен быть дан просителю не позднее, как в двухнедельный срок со дня получения его прошения губернским отделом труда, с прибавлением к этому сроку времени, необходимого для пересылки ответа по почте.

18. Все аппараты, установленные до издания настоящих правил и подлежащие действию их, должны быть зарегистрированы в 6-месячный срок в губернских и/отделах охраны труда, для чего представляются в двух экземплярах описание и чертеж аппарата и схематический чертеж помещения, в котором установлен аппарат, составленные согласно 14 ст. настоящих правил.

5. ОВДЕДЕТЕЛЬСТВОВАНИЕ АППАРАТОВ. 19. Каждый аппарат, подлежащий действию настоящих правил (ст. 1), должен подвергаться периодическим освидетельствованиям, производимым технической инспекцией НКТ или агентами общества технического надзора, но принадлежности.

Примечание. Бездействующие аппараты, о которых владельцами их письменно заявлено агенту надзора, освобождаются от периодических освидетельствований, но, при возобновлении действия таких аппаратов, они до пуска их в ход подлежат освидетельствованию на общих основаниях (наружный осмотр, гидравлическое испытание, внутренний осмотр).

20. Техническое освидетельствование аппаратов имеет целью установить, соответствуют ли конструкция, прочность и арматура аппарата требованиям настоящих правил, и заключается в наружном осмотре, гидравлическом испытании и внутреннем осмотре, где таковой возможен.

Наружный осмотр производится не реже одного раза в год, без остановки работы аппарата. При этом осмотре обращается внимание на общее состояние аппарата, действие его арматуры и уход за ним.



Гидравлическое испытание с обязательным при нем внутренним осмотром (если таковой возможен по конструкции аппарата) производится не реже одного раза в шесть лет.

Внутренний осмотр производится не реже одного раза в три года. При осмотре главнейшее внимание должно быть обращено на состояние стенок, заклепок и связей как внутри, так и снаружи аппарата, а также на прочность других частей аппарата и на присутствие и физические свойства накипи.

Если по конструкции аппарата, внутренний осмотр его невозможен, то этот осмотр заменяется гидравлической пробой.

21. Наружный осмотр аппарата производится агентом надзора без предупреждения владельца о времени осмотра.

О подготовке аппарата к внутреннему осмотру и гидравлическому испытанию владелец уведомляется свидетелем лицом, по крайней мере, за месяц до наступления срока освидетельствования, при чем день освидетельствования устанавливается затем по обоюдному соглашению, а если последнее не будет достигнуто, назначается свидетелем лицом.

В случае неполучения владельцем аппарата от агента надзора выше означенного уведомления о подготовке аппарата к освидетельствованию, владелец обязан остановить аппарат не позднее срока освидетельствования, указанного в книге аппарата (ст. 29), подготовить аппарат к освидетельствованию и уведомить об этом агента надзора (телеграфом, телефонограммой или иным способом, обеспечивающим быстроту сообщения).

Если в трехдневный срок со дня уведомления агент надзора не придет для освидетельствования аппарата, то владельцу предоставляется право, своими техническими силами и за своей ответственностью, произвести освидетельствование аппарата, согласно настоящим правилам, в присутствии лица, обслуживающего аппарат, и представителя рабочего комитета и после этого пустить аппарат в ход. О результатах освидетельствования и пуске аппарата в ход немедленно составляется акт за подписью владельца (или его полномочного представителя) и указанных выше лиц, и копии акта немедленно же посылаются подлежащему агенту надзора и губернскому и/отделу охраны труда.

Пущенный в работу, при таких условиях, аппарат подлежит освидетельствованию агентом надзора не позднее шести месяцев после приведения аппарата в действие.

22. Перед гидравлическим испытанием и внутренним осмотром аппарат должен быть остановлен, в подлежащих случаях охлажден и тщательно очищен от накипи, сажи и зола. При гидравлическом испытании аппарата, одежда или одежда его должна быть устранима, в случае необходимости, полностью или частью — по требованию свидетелем лица. Вся арматура аппарата должна быть тщательно очищена, краны и клапаны притерты, а фланцы, крышки, люки и проч. плотно поставлены, чтобы через них не было течи при гидравлическом испытании.

Примечание 1. В исключительных случаях, когда, по условиям производства, аппарат не может быть остановлен для освидетельствования в указанный в его книге срок, таковой может быть продлен губернским и/отделом охраны труда или общественным техническим надзором, по принадлежности, на время до трех месяцев, если аппарат по своему состоянию не может вызывать никаких сомнений относительно безопасности такой отсрочки.

Примечание 2. При работе внутри аппарата и в дымоходах употребление керосиновых или иных ламп с легко воспламеняющимися веществами воспрещается. Употребление при осмотре аппаратов ручные электрические лампы накалывания и провода к ним должны находиться под напряжением не свыше 15 вольт.

23. При испытании гидравлическим давлением должны соблюдаться следующие правила:

а) Пароприемники, работающие при давлении не свыше 10 ат испытываются давлением, превышающим рабочее в полтора раза, и не менее как на 1 ат для рабочих давлений до 2 ат.

Пароприемники, работающие под давлением свыше 10 ат, испытываются давлением, превышающим рабочее на 5 ат.

б) Аппараты, работающие под давлением газов и жидкостей не свыше 100 ат, испытываются давлением, превышающим рабочее в полтора раза и не менее как на 1 ат для рабочих давлений до 2 ат.

Аппараты работающие под давлением газов и жидкостей свыше 100 ат, испытываются давлением, превышающим рабочее на 50 ат.

в) Давление, коему подвергается аппарат при испытании, определяется контрольным манометром, который должен быть доставлен свидетелем лицом.

г) Насос для гидравлического испытания доставляется владельцем аппарата.

д) Пробное давление поддерживается не свыше 5 минут, после чего оно спускается до рабочего, при котором и производится осмотр аппарата. В случае надобности, гидравлическое испытание может быть повторено.

Примечание 1. Гидравлическому испытанию вместе с аппаратом подвергается и его арматура.

Примечание 2. В тех случаях, когда конструкция аппарата не допускает производства гидравлического испытания вследствие получившегося чрезмерного напряжения стенок аппарата от большого веса воды, гидравлическое испытание может быть заменено, с разрешения агента надзора, испытанием сжатым воздухом или паром, с соблюдением изложенных в настоящей статье требований. Такое испытание может производиться только агентом надзора, и в его отсутствие никакие подобные пробы не допускаются. При испытании паром аппарат должен иметь приспособление для спуска конденсационной воды.

24. Аппарат признается выдержавшим гидравлическое испытание, если в нем:

- не оказывается признаков разрыва;
- не замечается течи (так называемые слезки течью не считаются);
- не замечается остающихся деформаций.

25. Если техническое освидетельствование аппарата обнаружит недостатки, которые не могут быть немедленно устранены, то свидетелем лицом назначается срок для устранения этих недостатков, после чего аппарат, по требованию свидетелем лица, может быть подвергнут вторичному освидетельствованию.

26. Если при техническом освидетельствовании окажется, что аппарат находится в состоянии, угрожающем непосредственной опасностью, то действие аппарата должно быть немедленно остановлено, о чем агентом надзора составляется акт и делается подробная запись в книге аппарата с указанием причин остановки.

По исправлении аппарат до пуска его в ход должен быть вновь освидетельствован.

27. Если, при техническом освидетельствовании аппарата, прочность его окажется сомнительной, то от свидетельствующего лица будет зависеть допустить аппарат к дальнейшему употреблению при пониженном давлении, или сокращением срока следующего очередного освидетельствования, или при одновременном соблюдении обоих указанных условий; при этом срок внутреннего осмотра аппарата сокращается соответственно сокращению срока гидравлического испытания.

28. Если аппарат был подвергнут переделке или ремонту, состоявшему в постановке заплат или накладок, в замене листов, пайке или сварке швов и т. п., то до пуска его в ход он должен быть подвергнут гидравлическому испытанию и внутреннему осмотру.

29. Результаты технического освидетельствования аппарата вносятся агентом надзора в скрепленную губерским подотделом охраны труда шнуровую книгу установленного образца<sup>1)</sup>, в которой обозначен № аппарата по губерскому списку и пригнурованы описание аппарата, его чертеж и схематический чертеж помещения аппарата, составленные согласно 14 ст. настоящих правил. Владелец аппарата должен иметь такую книгу для каждого аппарата, как вновь установленного, так и действующего уже.

При переходе аппарата к новому владельцу, последнему передается также книга аппарата.

30. Независимо от предусмотренных в ст.ст. 19 и 20 периодических испытаний, находящиеся в работе автоклавы должны подвергаться техническим персоналом предприятия внутреннему осмотру через каждые 60 суток, но не реже одного раза в четыре месяца, результаты этих осмотров должны вноситься в книгу аппарата, а копии записей — сообщаться подлежащему агенту надзора.

31. Паровые котлы с внутренней предохранительной футеровкой должны подвергаться внутренним осмотрам не реже одного раза в месяц. Эти осмотры производит техническим персоналом предприятия и имеют целью установить, не образуются ли целостности в футеровке котлов. Результаты осмотров вносятся в книгу аппарата, а копии записей сообщаются подлежащему агенту надзора.

32. Вновь разрешенный к установке аппарат не может быть приведен в действие без предварительного технического освидетельствования его агентом надзора. Освидетельствование должно быть произведено агентом надзора в возможно кратчайший срок по получении от владельца аппарата уведомления о том, что аппарат подготовлен к освидетельствованию, — во всяком случае не позже истечения двойного срока, необходимого для проезда на место, с присоединением одной недели. В случае неприбытия в указанный срок агента надзора, владельцу аппарата предоставляется право своими техническими силами и за своей ответственностью произвести освидетельствование аппарата в присутствии лица, назначенного к обслуживанию аппарата, и представителя рабочего комитета и после этого пустить аппарат в ход. О результатах освидетельствования и пуске аппарата в ход немедленно составляется акт за подписью владельца (или его полномочного представителя) и указанных выше лиц,

<sup>1)</sup> Эти книги выпущены издательством «Вопросы Труда» по форме, утвержденной ЦКТ 14 января 1924 г., под названием «Книга пароприемников» — форма К.

и копии акта немедленно же посылаются подлежащему агенту надзора и губерскому подотделу охраны труда. Пущенный в работу при таких условиях аппарат подлежит освидетельствованию со стороны агента надзора не позднее шести месяцев после приведения аппарата в действие.

## V. Паровые машины.

Под редакцией проф. П. М. Соловьева.

### A. Расчет паровых машин.

Принятые обозначения:

$iP, S$  — индикаторная, а  $eP, S$  — полезная (эффективная) лошадиная сила;

$N_i$  — индикаторная мощность в P. S. (в цилиндре);

$N_e$  — полезная мощность в P. S. (на валу);

$$\eta = \frac{N_e}{N_i} \text{ — механический коэффициент полезного действия;}$$

$p_1$  — среднее абсолютное давление впуска в ат.;

$p'$  — среднее абсолютное давление выпуска в ат.;

$f$  и  $f'$  — коэффициенты для  $p_1$  и  $p'$ ;

$$t = (fp_1 - f'p') \text{ — среднее индикаторное давление в ат., т. е. средняя разность давлений на и перед поршнем;}$$

$p_i^{\text{цилиндр}}$  — суммарные индикаторные давления во всех цилиндрах двух- или многоцилиндровых машинах, приведенных к цилиндру низкого давления (ЦНД), т. е. измеренных в отношении объемов цилиндров;

$\zeta_0$  — приведенное к поршню давление в ат., соответствующее сопротивлению холостого хода машины; в машинах с конденсацией — включая работу насосов (подкачивающего и водного);

$\mu$  — коэффициент дополнительного трения;

$$p_e = \frac{t}{1 + \mu} (p_i - \zeta_0) \text{ — полезное рабочее давление на поршень в ат.;}$$

$d$  — диаметр поршня (внутренний диаметр цилиндра) в м;

$F$  — полезная площадь поршня (с учетом поперечного сечения поршневого штока) в м<sup>2</sup>; в многоцилиндровых машинах:

$F_I$  — для цилиндра высокого давления (ЦВД);

$F_{II}$  — для цилиндра среднего давления (ЦСД);

$F_{III}$  — для цилиндра низкого давления (ЦНД), при подсчете мощности бортовых в ст<sup>2</sup>;

$\alpha$  — ход поршня в м;  $\alpha = 0,56$  — радиус кривошипа в м;

$\alpha_0$  — путь поршня до момента отсечки в м, при этом:

$$\epsilon_1 = \frac{\alpha_0}{\alpha} \text{ — степень наполнения для простого наполнения; в многоцилиндровых машинах}$$

для соответственных цилиндров —  $\epsilon_I, \epsilon_{II}, \epsilon_{III}$ ;

$V = F\alpha$  — объем в м<sup>3</sup>, охватываемый поршнем; в многоцилиндровых машинах для отдельных цилиндров соответственно:  $V_I, V_{II}, V_{III}$ ;

$$\epsilon_0 = \frac{\epsilon_1}{\epsilon} \text{ — относительная величина врезного пространства, } V_0 = \epsilon_0 \cdot V;$$

$\nu$  — отношение объемов цилиндров  $V_I : V_{II} = 1 : \nu$ ;  $\nu > 1$ ;

- $i$  — степень расширения пара; в одноцилиндровой машине  $(\epsilon_0 + 1) : (\epsilon_0 + \epsilon_1)$  и в комбинд-машинах  $(\epsilon_{0II} + 1) : (\epsilon_{0I} + \epsilon_{1I})$ ;  
 $n$  — число оборотов (двойных ходов) машины в минуту;  
 $c$  — средняя скорость поршня в шпее, а именно:  $60c = 2\pi d$ , следовательно:  $\pi d = 30c$ .

### а) Подсчет индикаторной мощности.

В машинах с цилиндрами двойного действия, вследствие несимметричного влияния поршневого плеча следует различать:

- $F_{II}, F_A$  — площадь поршня сзади (сторона, обращенная к крышке) и сзади (сторона, обращенная к крышке) в шпее;  
 $P_{II}, P_A$  — средние индикаторные давления сзади и сзади в ат.

- $N_{II}, N_A$  — индикаторную мощность в PS, раздельно для передней и задней полостей цилиндра, или для одной лишь рабочей полости в машинах простого действия;

$$N_{II} = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_{II} \cdot c \cdot F_{II}}{75}, \quad N_A = \frac{1}{2} \cdot \frac{P_A \cdot c \cdot F_A}{75}.$$

$$N_i = N_{II} + N_A. \text{ Если средние индикаторные давления обеих полостей цилиндра}$$

мало отличаются одно от другого, можно считать по средней величине  $N_i = \frac{F \cdot c \cdot P_i}{75}$ , то же

и при определении основных размеров машины. Рекомендуется отдельно подсчитывать величину  $\frac{P_i \cdot c}{75}$ , так называемую постоянную машины (индикаторную мощность на 1 кг индикаторного давления), или, в случае надобности, произвести ряд подсчетов, для различных чисел оборотов, величиной  $\frac{F \cdot c}{(30 \cdot 75)}$  (мощность за 1 обор./мин.), которую следует затем умножить на  $n$ . Для машин многоцилиндровых (одноцилиндровая, строенная и комбинд-машина) подсчитывают мощности отдельных цилиндров и суммируют их.

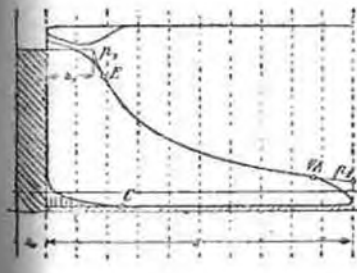
Для определения  $P_i$  на индикаторной диаграмме пользуются планшетоном, если пружина индикатора имеет постоянный масштаб. При пружинах с непостоянным масштабом диаграмму разделяют либо на десять вертикальных полосок одинаковой ширины, среднюю длину каждой из которых измеряют затем соответствующим масштабом, либо на горизонтальные полоски, в зависимости от изменений масштаба пружины, средние длины которых суммируют при помощи циркуля или при помощи полоски бумаги. Таким путем на нескольких диаграммах определяется средний масштаб для малых пределов изменений заполнения, которым и пользуются при обработке остальных диаграмм, планиметрируя тактовые деления.

Для расчета паровых машин пользуются значениями  $P_i$ , полученными для определенных условий расчетным или опытным путем, или строят теоретически рабочие диаграммы, что имеет смысл лишь в том случае, когда при этом пользуются правильными значениями объемов предных пространств и видимых объемов пара.

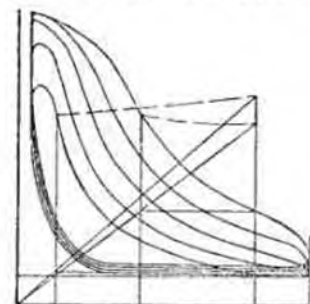
### Одноцилиндровая машина.

1. Рабочая диаграмма. Индикаторная диаграмма (фиг. 770) показывает, как именно следует понимать вышеуказанные расчетные величины. Среднее давление впуска  $P_1$  учитывает снижение давления в котле за вычетом потерь давления в паропроводе. Из диаграммы, снятой с распределительной коробки видно, что понижение давления по линии впуска обуславливается в значительной степени падением давления в паропроводе вследствие быстрого отбора пара. В большинстве случаев в задней полости (сторона крышки) оно сильнее, нежели в передней, вследствие большего ускорения поршня в начале хода.

Потеря давления при прохождении через отверстия и каналы парораспределительных органов обычно невелика; при скорости пара от 50 до 80 м/сек она составляет всего лишь 1—2% абсолютного давления, однако, падение пара заметно увеличивается при замедленном закрытии впускных окон при малых наполнениях с избыточным открытием окон, так то показан на фиг. 771. Среднее давление впуска может быть ниже давления перед машиной на 1 и более ат., что необходимо всегда принимать во внимание. Следует также при расчетах по машине давление в котле принимать минимально на 10% ниже среднего давления, дабы учесть неизбежные практически колебания давления и дать возможность с другой стороны держать в котле давление несколько выше предельного, во избежание потери пара через предохранительные клапаны. При дроссельном регулировании среднее давление впуска обычно бывает еще ниже, поэтому валирование в таких случаях выбирается достаточно большим для того, чтобы регулятор мог справиться с колебаниями впуска.



Фиг. 770.



Фиг. 771.

Линия расширения начинается в  $E$  (фиг. 770) после закрытия впускного органа. Однако, для расчетов объем наполнения (пути поршня  $s_1$ ) определяется пересечением продолженной в обратную сторону линии расширения со средним давлением впуска  $P_1$ . При насыщенном паре кривая расширения с достаточной степенью точности следует закону гиперболы  $pV = \text{const}$  [на фиг. 770  $P_1(s_0 + s_2) = P_2(s_0 + s_1)$ ]. В действительности первая часть кривой расширения идет более отвесно, а конец более полого, чем гиперболы; последнее сильнее связывается при малых наполнениях, но, во всяком случае, при более или менее плотных впускных органах отклонение конечного давления от гиперболы составляет не более 0,1—0,2 ат.

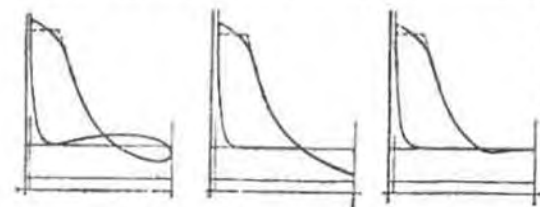
При очень плотных впускных органах, большой скорости поршня и особой конструкции машины (прямоточная) отвесное направление кривой преобладает уже при малых степенях наполнения, и линия расширения приближается к адиабате. Фиг. 771 дает исследование линий расширения помощью построения ее характеристики (по Дёрфелю).

При перегретом паре линия расширения приближается к адиабате перегретого пара, достигая, однако, показателя политропы  $n = 1,3$  только при очень высоких начальных температурах, выше  $300^\circ$ , и наполнениях свыше 25%. Малые наполнения и низкие начальные температуры дают малые показатели, — при  $250^\circ$   $n = 1,20$  до 1,05. Конечные участки кривой расширения дают часто и еще меньшие показатели.

Предварение впуска (от  $VA$  на фиг. 770) должно начинаться заблаговременно, дабы давление пара перед и во время перемены хода

могло бы понизиться до давления выпуска (предварительное определение линии выпуска по Шюле, Z. d. V. d. I. 1906, стр. 1900; Шнейдер, Z. d. V. d. I. 1907, стр. 227). Для машин с конденсацией величину предварения выпуска называют в 15—25% (равно и при выпуске через прорезы в цилиндре), при чем передняя сторона, вследствие большего ускорения поршня при начале его обратного пути, требует большего предварения, для машин без конденсации 10—15%, если более раннее открытие не обусловлено парораспределением (кулоаса, расширительный золотник).

В машинах без конденсации с короткой выхлопной трубой противодавление в во время выпуска равно 1,1 ат. abs. и мало возрастает при увеличении нагрузки. Сопротивление выпуску существенно возрастает, однако, при длинном выхлопном паропроводе, в особенности, если на последнем имеются ventили (предпочтительнее задвижки) или какие-либо иные препятствия, или при увеличенном противодавлении (вследствие применения отработавшего пара для отопления или нужд производства). Тогда появляется даже выпучивание линии выпуска против середины хода, в особенности сильное тогда, когда линия расширения делает в диаграмме петлеобразный поворот



Фиг. 772.

Фиг. 773.

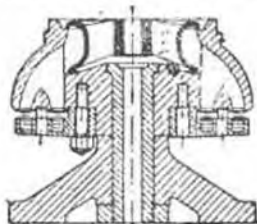
Фиг. 774.

ниже линии противодавления. Увеличение предварения выпуска в таких случаях хорошо помогает при средних противодавлениях. При работе с высоким давлением выпуска и высоким

противодавлением получают все большее применение особые приспособления.

Работу выпускных органов ставят в зависимости от наполнения, при чем, либо начинают предварение выпуска в тот момент, когда линия расширения достигает линии противодавления (фиг. 774), либо запаздывают с открытием выпускного окна до того момента, когда при обратном сжатии давление в цилиндре не достигнет снова линии противодавления (фиг. 773).

Диаграммы по фиг. 774 осуществляют также автоматические всасывающие клапаны, открывающиеся вовнутрь цилиндра, как только давление расширения становится меньше противодавления; надежность действия таких клапанов однако невелика. Более надежными оказываются обратные клапаны (фиг. 775), располагаемые под выпускными клапанами, которые работают по фиг. 773. Преимущество последних, во-первых, в том, что они не подвержены действию высокого давления, поэтому не так легко признают



Фиг. 775.

и, во-вторых, в том, что при их неплотности или поломке окно всасывания закрывается выпускным клапаном, а также и в том, что при этом способе работы не может иметь место обратное всасывание.

В машинах с конденсацией, при правильном предварении выпуска, плотных сальниках и достаточных размерах трубопровода к конденсатору, противодавление может быть не больше 0,1—0,15 ат (возрастает с нагрузкой), однако, в среднем оно бывает 0,2 ат abs и если вытекающая из конденсатора вода становится теплее чем в 30—35°, то больше в связи с падением вакуума в конденсаторе (том 1 „Водной пар“, таблица 3). Потери давления между цилиндром и конденсатором достигают при большой нагрузке машины и нецелесообразном устройстве (колена, переводные ventили, подогреватели с перегорками или слишком густо расположенными трубками) также 0,1—0,2 ат; при выхлопе же через прорезы в цилиндре они составляют обычно менее 0,05 ат. Возможного уменьшения этих потерь следует добиваться при всех обстоятельствах.

Сжатие сопровождается возрастанием давления в цилиндре вследствие дросселирующего действия распределительных органов, когда последние начинают закрывать выпускные каналы; протекание сжатия в сильной мере обуславливается теплообменом. До тех пор, пока температура сжимаемого пара ниже температуры стенки цилиндра, давление, вследствие подвода тепла и продолжающегося испарения заключенной в паре воды, поднимается быстрее чем по кривой  $pV^n = \text{const}$ ; в дальнейшем же, под влиянием обратной отдачи тепла, оно идет медленнее. Поэтому при насыщенном паре на достижение определенного конечного давления сжатия затрачивается больше работы, чем это должно было бы быть для сжатия по закону  $pV^n = \text{const}$ . Все условия, уменьшающие теплообмен и способствующие приведению пара в сухое состояние к началу сжатия, выравнивают движение линии сжатия и обуславливают лучшее приближение к общему закону  $pV^n = \text{const}$ .

Для машин без конденсации или ЦВД, работающих насыщенным паром, можно, с достаточной степенью точности, полагать при расчете  $n = 1,1$ ; при работе перегретым паром средних температур  $n = 1,2$ ; при высоком перегреве  $n = 1,3$ . Для машин с конденсацией обычной конструкции при насыщенном паре можно полагать  $n = 1,1$ , учитывая добавочную работу сжатия вследствие испарения влаги. В противоположность тому в пароточные машины с конденсацией оказывают непосредственно после закрытия паровыпускных прорезов преобладание охлаждения, и потому до середины хода  $n < 1$ , затем увеличение показателя идет до 1,2 или при высоком перегреве до 1,3.

В общем всегда необходимо проверить, не искажен ли конец линии сжатия слишком ранним предварением выпуска; далее следует установить действительное начало линии сжатия в связи с предшествующим повышением давления, пользуясь диаграммой открытия окна начало видимого дросселирования) при предельной скорости пара в 100 м/сек при вакууме в 60 м/сек при выхлопе в атмосферу).

Исследование линии сжатия требует большой тщательности; при конденсационных режиссурах спланировать сдобронужными диаграммы и тщательно проверить масштаб индикаторных пружинок; делать кроме того сравнения противодавления по диаграмме с плавильным ртутным вакууметром на конденсаторе, а где возможно и на выхлопной трубе и барометра.



Равным образом необходимо достоверное определение величин вредного пространства, сплани колблзущихся как в цилиндричнх от скорости поршня, так и окстрительности при проширивании и выполнении клапанами: поэтому оценка ажно могут оказываться ошибочными. Плоские золотники имеют 5—10%, цилиндрические 7—15% и выше, крмы 1—8%, клапанах при старом способе расоложения по концам вертикального диаметра цилиндра заот 6—12%, при внешнем расположении с удлиненным поршнем или при увеличении клапанов в крайних цилиндрах 4—5,5%. Прямоточные машины с комбинато с-онструированными впускными клапанами без коробок в крышках имеют около 2,5%, при шибольших употребительных скоростях поршня.

Намеренное увеличение вредного пространства слишком широкими клапанами или большим зазором между поршнем и крышкой тем не менее применяется, чтобы уменьшить величину сжатия в быстроходных машинах и ИХ, работающих с простыми золотниками и без конденсации.

При выборе величины сжатия следует иметь в виду, что для одной и той же мощности потребная работа сжатия должна компенсироваться увеличением наводнения, благодаря чему возрастает конечное давление и потеря от неполного расширения. Это особенно тяжело отражается на работе сильно нагруженных машин и более вредно при сыром паре, нежели при перегретом. Преимущества прямоточных машин обусловлены шибольшей величиной вредного пространства, возможностью использования глубокого вакуума и сравнительно более совершенным удалением из цилиндра влаги, конденсирующейся в паре в конце расширения. В машинах без конденсации употребительны большие величины сжатия, почти достигающие давления впуска, что, однако, не всегда целесообразно. При конденсации часто назначают величину сжатия так, чтобы работа без конденсации была бы возможна без перестановки парораспределения; при этом можно иметь лишь низкие конечные давления, в большинстве случаев много ниже атмосферы. При больших величинах сжатия применяются приспособления для быстрой перестановки паровпускного распределения, приводимые в действие либо во время остановки (переставляемые эксцентрики или кулачки), либо, что лучше, на ходу (направляющие серыги, кулацесы, тяги).

Очень распространены, однако менее экономичны при продолжительной работе, добавочные камеры сжатия по F. Stradny, которые, при порче конденсатора, включаются автоматически (выполняются в прямоточных машинах завода MAN).

**2. Подсчет среднего индикаторного давления.** Учитывая большие различия в величинах вредного пространства, следует исходить из действительной степени расширения  $\lambda$ , отнесенной к объемам, включая вредное пространство. Конечное давление  $p_2$ , отнесенное к концу хода, устанавливается из начального объема при среднем давлении впуска, и принятого закона расширения, и определяет достигнутую степень расширения. Расчет при этом ведут на видимый по диаграмме („индикаторный“) расклад пара, безотносительно к тому, сколько из этого количества поступило из котла („свежий пар“) и сколько явилось результатом сжатия („возвращенный пар“).

Площадь диаграммы, определяющая всю положительную работу, отнесенную к нулевому противодавлению, включая и работу во вредном пространстве (фиг. 770, включая заштрихованную площадку), равна:

$$p_1(s_0 + s_1) + \int_{s_0 + s_1}^{s_0 + s} p ds = f_i p_1 (s_0 + s).$$

Так как работа во вредном пространстве, соответствующая площади  $p_1 s_0$ , не может быть использована, то площадь действительной положительной работы будет:

$$f p_1 s = f_i p_1 (s_0 + s) - p_1 s_0$$

откуда для коэффициента давления  $f$  (при  $s_0/s = \epsilon_0$ ) получается выражение:

$$f = f_i (1 + \epsilon_0) - \epsilon_0.$$

Подсчет работы расширения для сырого пара производится по  $pV = \text{const}$  и дает:  $f_i = (1 + \ln \lambda) : \lambda$  или  $4,00 : (\lambda + 2,8) + \lambda : 100$ ; добавочная величина  $\lambda : 1000$  отпадает для значений  $\lambda$  до 6.

Конечное давление  $p_2 = p_1 : \lambda$ .

Для любого закона расширения  $pV^n = \text{const}$  будет иметь место:

$$p_2 = \frac{p_1}{\lambda^n} \quad \text{и} \quad f_{in} = \frac{1}{\lambda} \left[ 1 + \frac{1}{n-1} \left( 1 - \frac{1}{\lambda^{n-1}} \right) \right].$$

Эти величины могут быть определены с ошибкой меньше 1/2% из приближенных формул, представленных то преимуществу, что при некотором принятом законе расширения можно удобно определить действительную степень расширения для желаемого коэффициента давления ( $n$ -е. желаемого среднего давления):

$$n = 1,1 \text{ отвечает } f_{i1,1} = \frac{3,45}{\lambda + 2,26} + 0,0235,$$

$$n = 1,135 \text{ (адиабата насыщенного пара)} \quad f_{i1,135} = \frac{3,43}{\lambda + 2,2} + 0,017,$$

$$n = 1,2 \quad f_{i1,2} = \frac{3,33}{\lambda + 2} + 0,016,$$

$$n = 1,3 \text{ (адиабата перегретого пара)} \quad f_{i1,3} = \frac{3,05}{\lambda + 1,8} + 0,008.$$

В последующих таблицах приведены значения  $\lambda^n$ ,  $f_i$  и  $f_{in}$  для  $\lambda$  равного от 1,5 до 30 при разных значениях показателя  $n$ .

Рекомендуется цифровые данные этих в следующих на стр. 533—535 таблиц изобразить графически.

Таблица 1. Значения  $\lambda^n$  (или  $\lambda_k^n$ ) для различных показателей.

$\lambda$	1,5	2	3	4	5	6	7
$n = 1,1$	1,562	2,143	3,348	4,595	5,873	7,177	8,493
$n = 1,135$	1,584	2,190	3,460	4,823	6,213	7,641	9,103
$n = 1,2$	1,627	2,297	3,737	5,278	6,889	8,586	10,33
$n = 1,3$	1,694	2,462	4,171	6,062	8,103	10,271	12,55
$\lambda$	8	9	10	15	20	25	30
$n = 1,1$	9,862	11,21	12,59	19,06	26,98	34,49	42,15
$n = 1,135$	10,00	12,11	13,64	21,62	29,67	38,61	47,43
$n = 1,2$	12,13	13,97	15,90	25,77	36,41	47,56	59,23
$n = 1,3$	14,93	17,40	20,00	33,90	49,13	65,66	83,23

Эта таблица может также быть использована при вычерчивании линии расширения вместо таблицы 5. Том I, стр. 514 служащей для адиабатического и политропического расширения.

Таблица 2. Значения  $f_i$  или  $f_{in}$  для различных законов степеней расширения  $i$ .

$\epsilon$	1,5	2	3	4	5	6	7
$pV = \text{const}$	0,937	0,847	0,700	0,596	0,522	0,465	0,421
$n = 1,10$	0,933	0,835	0,680	0,574	0,497	0,440	0,395
$n = 1,135$	0,929	0,830	0,674	0,566	0,490	0,433	0,387
$n = 1,2$	0,927	0,824	0,661	0,553	0,475	0,417	0,373
$n = 1,3$	0,922	0,813	0,645	0,533	0,455	0,397	0,357

$i$	8	9	10	15	20	25	30
$pV = \text{const}$	0,385	0,355	0,330	0,247	0,200	0,169	0,147
$n = 1,10$	0,360	0,330	0,306	0,225	0,179	0,150	0,129
$n = 1,135$	0,352	0,322	0,293	0,218	0,173	0,144	0,124
$n = 1,2$	0,338	0,309	0,285	0,206	0,163	0,135	0,116
$n = 1,3$	0,318	0,289	0,266	0,190	0,149	0,122	0,104

Для промежуточных значений  $i$  или  $n$  можно достаточно точно пользоваться линейным интерполированием.

Предварительно в расчет не берется, что, вследствие необходимости пропаривания выпуска, линия расширения не доходит до конца хода. Потери работы, благодаря разному выпуску, пропорциональна разности конечного давления расширения и противодавления  $p_2 - p'$ , если отвлечься от ее связи с числом оборотов и размерами выходного сечения. В больших пределах можно считать, что при нормальной нагрузке расчетное максимальное давление повышается на 0,05—0,1 кг благодаря предпарению выпуска газа, во всем случае, на 0,05 кг на 1 кг конечной разности давлений. Это увеличение целесообразно производить при подсчете  $p_k$  (см. ниже, где сумма различных поправок обозначена через  $\epsilon$ ). Большие величины потерь, свойственные некоторым парораспределителям, клапанам, кулачковому и с поршневыми эксцентриками, должны определяться особо.

Отрицательная работа складывается из преодоления чистого противодавления  $p'$  (принятого как среднее, к которому относится начало сжатия) и работы сжатия. Сумма характеризуется коэффициентом  $f'$  в том смысле, что  $(f' - 1) p' s$  выражает работу, изображенную на фиг. 770 дополнительной отвесно заштрихованной площадью между линией сжатия от  $C$  до конца хода и линией противодавления.

Если  $s_k$  обозначает период сжатия в долях хода поршня,  $s_k : s = \epsilon_k$  и  $(s_0 + s_k) : s_0 = i_k$  — объемную степень сжатия, то для  $pV = \text{const}$  будет  $i_k = p_0 : p'$ , где  $p_0$  конечное давление сжатия.

Можно установить, что:

$$f' = 1 + i_k \epsilon_0 \ln i_k - \epsilon_k,$$

и для некоторого закона сжатия  $pV^n = \text{const}$ :

$$f'_n = 1 + \frac{1}{n-1} \epsilon_0 (i_k^n - i_k) - \epsilon_k.$$

При пользовании таблицей для значений  $f'_n$  подсчет по последней формуле оказывается настолько удобным, что от применения и без того недостаточно точного закона  $pV = \text{const}$  можно совершенно отказаться. Для быстрого суждения о влиянии различных показателей в следующей таблице приводятся величины  $f'_n$ .

Таблица 3. Величины  $f'_n$  для различных величин сжатия, вредных пространств и показателей.

Вредное пространство в %	n	Величина сжатия в % хода					
		10	20	30	40	50	80
2,5	1,1	1,118	1,353	1,650	1,992	2,368	3,653
	1,2	1,137	1,420	1,789	2,220	2,701	4,376
	1,3	1,159	1,500	1,955	2,468	3,112	5,300
5,0	1,1	1,074	1,236	1,452	1,706	1,991	2,984
	1,2	1,087	1,275	1,536	1,842	2,192	3,440
	1,3	1,095	1,318	1,625	2,000	2,430	3,960
10,0	1,1	1,044	1,148	1,295	1,473	1,677	2,406
	1,2	1,049	1,168	1,339	1,549	1,793	2,683
	1,3	1,054	1,190	1,388	1,634	1,934	3,000

Начало сжатия можно считать пересечением продолженной вниз линии сжатия с линией среднего противодавления  $p'$ . При равномерном протекании линии противодавления, это начало совпадает с определяемым на диаграмме дросселирования клапанам более низким закрытием клапана. Дальнее  $p'$  можно отнести, однако, и к давлению перед началом дросселирования, учитываем в таком случае потерю от торможения при выходе пара при работе на конденсации, при указанных величинах  $\epsilon$ . Для низшего достигнутого противодавления, равно как и для конца линии сжатия, остается в силе данное, приведенное на стр. 529.

В машинах обычного типа, работающих насыщенным паром, показатели  $f'$  довольно точно отвечают получаемому конечному давлению; однако, затраты работы, вследствие продолжения испарения выключенной в паре воды, может оказаться на 10% и даже до 20% больше.

В машинах с выхлопом через прорезы в цилиндре (прямоточные) при насыщенном паре как среднем перегреве в слабой нагрузке можно приблизительно полагать  $n = 1,1$ , при большой нагрузке и высоком перегреве  $n = 1,2$ . Большое значение имеет оценка достигнутого в цилиндре вакуума.

Если исходить из условия получения или непрерывения определенного конечного давления сжатия, что имеет место при работе без конденсации или повышенном противодавлении, то удобно пользоваться следующей таблицей, дающей возможность принимать очень просто в расчет различные величины вредного пространства.

Таблица 4. Значения  $f'$  при работе без конденсации

с различными противодавлениями, вредным пространством в 5% для получения различных конечных давлений сжатия.

Противодавление в ат abs	n	Конечное давление сжатия в ат abs							
		5	6	7	8	9	10	11	12
1,1	1,1	1,144	1,206	1,274	1,349	1,424	1,505	1,589	1,675
	1,2	1,127	1,190	1,239	1,301	1,366	1,435	1,506	1,580
	1,3	1,113	1,160	1,210	1,266	1,321	1,382	1,443	1,507
1,5	1,1	1,074	1,111	1,152	1,198	1,245	1,297	1,352	1,408
	1,2	1,065	1,099	1,136	1,172	1,215	1,259	1,305	1,353
	1,3	1,059	1,087	1,119	1,154	1,190	1,229	1,269	1,310
2,0	1,1	1,035	1,057	1,082	1,111	1,141	1,174	1,209	1,246
	1,2	1,031	1,051	1,073	1,098	1,124	1,153	1,183	1,215
	1,3	1,028	1,046	1,066	1,087	1,111	1,136	1,163	1,190
3,0	1,1	1,008	1,017	1,030	1,042	1,053	1,073	1,091	1,110
	1,2	0,0074	1,016	1,026	1,038	1,051	1,067	1,081	1,097
	1,3	1,0068	1,014	1,023	1,034	1,046	1,059	1,073	1,088

Для других величин вредного пространства следует лишь увеличивать или уменьшать лобок (т.е. отвесно заштрихованную площадь на фиг. 770 ( $f' - 1$ )) пропорционально к 6%.

таким образом для конечного давления в 8 ат, противодавления в 1,1 ат и вредного пространства в 10%,  $f'$  будет равно  $1,349 + 0,349 = 1,698$  вместо 1,349; наоборот, при вредном пространстве в 2,5%,  $f' = 1,349 - \frac{0,349}{2} = 1,175$ .

После нахождения величин  $f$  [из  $f_1$  или  $f_{12}$  руководствуясь вредными пространствами по уравнению  $f = f_{12} (1 + \epsilon_0) - \epsilon_0$ ] и  $f'$ , определяется среднее индикаторное давление:

$$p_i = f p_1 - f' p' - \epsilon,$$

где  $\epsilon$  дает скидку на потери из за предварения выпуска (см. стр. 532) или на потерю работы от торможения при выталкивании пара из цилиндра (при соответственном увеличении  $p'$ ) и из за предварения выпуска, а также из за мелких отступлений, не учтенных в расчете. Смотря по обстоятельству, это величина  $\epsilon$  определяется оценкой или вычерчиванием индикаторной диаграммы; в большинстве случаев оказывается достаточным брать  $\epsilon = 2 - 5\%$  от  $p_i$ .

Подсчет может быть произведен с требуемой степенью точности для всех интересующих величин наполнения с различными показателями и давлениями, или также с учетом возрастания показателя и противодавления вместе с величиной наполнения.

Пример Механика без конденсации и в.к. вредное пространство 7%.  $\epsilon_0 = 0,07$ ; давление перед машинкой 12 ат (высшее давление выпуска, требуя 13 ат в котле); среднее давление выпуска 11 ат = 12 ат; давление при начале расширения после более или менее медленного пропущенной отсечки  $\approx 10$  ат abs.

При работе насыщенным паром можно, вообще говоря, считать по  $pV = const$ . При среднем перегреве около 250° Ц и общем подсчете следует принимать  $n = 1,1$ , каковое значение удовлетворительно для небольших мощностей; для больших наполнений, однако, получают несколько высокие мощности, ибо показатель возрастает почти до  $n = 1,2$ .

Провисающее отсюда уменьшение мощности устанавливается из таблиц, данные это легко может быть учтено поспешным перебором.

Машинка должна работать с использованием обработанного пара; давление в выпускном паропроводе 2 ат; противодавление в цилиндре вместе с добавочными сопротивляющими составило 3,2 - 3,4 ат abs. Поэтому должны иметь место более широкие пределы наполнения, нежели при свободном выходе (см. стр. 547 — «Максимальные мощности»).

Действительное начало сжатия принимается в 12% перед концом хода, что отмечает действительному закрытию паровпускных органов при 90% при предместуевом дросселировании. Работа сжатия достаточно точно может быть, вообще говоря, определена для насыщенного пара при  $n = 1,1$ , для среднего перегрева при  $n = 1,2$ , расхождение ничтожно.

Величина сжатия будет  $i_k = 19 : 7 = 2,714$ ,  $f' = 1 + \frac{0,07}{1,1 - 1} (2,714^{1,1} - 2,714) - 0,12 = 1,0795$ , для  $n = 1,2$  оказалось бы  $f' = 1,0809$ .

Отнаходящая вследствие работы сжатия величина  $(f' - 1) p'$  составляет  $0,0795 \cdot 3,2 = 0,254$  и до  $0,0809 \cdot 3,4 = 0,275$  ат.

При конечном давлении расширения, оказываемом, при малом наполнении, меньшим противодавления, непосредственное применение приведенного подсчета дает рабочую площадь индикаторную уменьшенную, вследствие образования пестель. Потери от колебания противодавления исправляют увеличением последнего для величин  $\epsilon$ , как в примерах, отмеченных \*) последующими таблицами.

$\epsilon_1 =$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$f = 1,07 : (0,07 + \epsilon_0)$	6,294	3,063	2,892	2,277	1,877
$f = 4,06 : (\epsilon + 2,8)$	0,453	0,600	0,713	0,800	0,868
$f = 1,07 f_1 - 0,7$	0,414	0,572	0,693	0,786	0,860
$12 f$	4,973	6,868	8,318	9,428	10,318
$1,0795 p'$	3,454	3,508	3,502	3,616	3,670
$f p_1 - f' p'$	3,380	4,756	5,812	6,648	7,380
в по оценке	0,100 *)	0,03	0,06	0,10	0,120
$p_i$	1,419 *)	3,330	4,696	5,712	6,528

\*) Конечное давление расширения меньше противодавления, поэтому, в особенности во втором примере, следует учитывать петлеобразование и колебание давления. Различный характер кривой расширения обуславливает уменьшение мощности при перегретом пре-

Коль скоро петлеобразование предотвращено надлежащими мероприятиями, то рабочая площадь (фиг. 773 или 774) заканчивается в том месте нули норми, где линия расширения пересекается с линией противодавления. Подсчет, на основании принятого закона расширения (где  $pV = const$ ) из  $(0,07 + 0,10) \cdot 12 = (0,07 + \epsilon_0) 3,2$ , дает нуль норми  $\epsilon_0 = 0,5675$  в действительную степень расширения  $i = 3,75$ . Если предпочтительно не вычерчивать диаграмму, то можно проводить подсчет для воображаемого сохранныго цилиндра, при чем величина вредного пространства оказывается относительно большей,  $0,07 : 0,5675 = 0,1233$ .

Среднее положительное давление при укороченном ходе подсчитывают по

$$i_g = 3,75, \quad f_{ig} = 4,06 : (3,75 + 2,8) = 0,62$$

и  $f_g = (1 + 0,1233) 0,62 = 0,1233 = 0,573$ ,

и далее:

$$p_i f_g = 12 \cdot 0,573 = 6,876 \text{ ат.}$$

Рекомендуется вычитать противодавление (без учета сжатия)  $6,876 - 3,2 = 3,676$  ат и подсчитать это среднее давление для полного хода  $3,676 \cdot 0,5675 = 2,085$  ат. Теперь вычитают потерю работы вследствие сжатия (см. выше)  $0,254$  ат в скидку  $\epsilon$ , в зависимости от высоты расширения пестель, например, в 0,032 ат, в результате чего находится индикаторное давление  $2,085 - 0,254 = 0,832 = 1,8$  ат норма  $1,419$  при петлеобразовании и колебаниях противодавления. В действительности выгода большей частью меньше, ибо обычные парораспределения при наполнении в 10% уже не дают полного давления выпуска и линия расширения доходит несколько более низкого (фиг. 771); равным образом дальнейшее предварение выпуска также уменьшает образование пестель и колебания. Уже при мало-мальских артефактах нагрузки машин можно в большинстве случаев обойтись без особых предохранительных от образования пестель и трясоток клапанов.

При работе перегретым паром петлеобразование выдвигает более отягченного прохождение линии расширения, выражается в несколько большей мере. Приблизженные формулы (стр. 531) дают  $n = 1,1$  (при наполнении в 10%) и до  $n = 1,2$  (при большем наполнении).

$f_{12}$	0,427	0,578	0,693	0,784	0,857
$f_{12}$	0,405	0,558	0,676	0,771	0,849
Пересчетом	0,427	0,573	0,684	0,774	0,849
$1,07 f_g - 0,07$	0,387	0,543	0,662	0,758	0,838
$12 f$	4,642	6,517	7,949	9,101	10,061
$1,081 p'$	3,459	3,513	3,567	3,621	3,675
$f p_1 - f' p'$	1,183	3,074	4,382	5,490	6,386
в по оценке	0,12 *)	0,07 *)	0,03	0,06	0,10
$p_i$	1,063 (1,6)	2,924 (3,0)	4,352	5,430	6

Цифры, приведенные в скобках, дают индикаторное давление при совершенном предотвращении петлеобразования, что и здесь может иметь место лишь при очень сниженной нагрузке. При более высокой противодавлении оно доходит лишь при наполнении.

Пример Следующий пример дает расчет одноцилиндровой прямоходной машины, величина вредного пространства 2,5%,  $\epsilon_0 = 0,025$ .

Давление перед машинкой 10 ат, среднее давление выпуска 10 ат abs, давление при действительной отсечке, в зависимости от наполнения, 7 ат ат.

Для работы могут быть в рассмотрение наполнения от 5 до 15%, отнесенные к среднему давлению выпуска; 20% — только как спорнопроходимое; вычисления может быть и до 25%.

В этой области для насыщенного пара следует принимать  $n = 1$  до 1,1, для перегретого пара при  $\approx 280$  Ц,  $n = 1,1$  до 1,2, что должно быть принято во внимание при расчете поспешным переходом. Поэтому даны значения  $f_{12}$  и  $f_{12}$ .

Для сжатия получается соотношение  $i_k = 82,5 : 2,5 = 33$ , если приняты врезки в 20% и тем самым путь сжатия  $\epsilon_k = 0,80$ .

Для подсчета расхода работы, в виде компенсации, в действительном процессе, при наименьших наполнениях, и принимается равным 1,1, вследствие чего:

$$f = 1 + \frac{0,025}{1,1 - 1} (33^{1,1} - 33) - 0,8 = 3,644$$

для обычных высоких скоростей поршня и данной температуры пара можно считать увеличенными показатели вместе с увеличением наполнения. При наибольших наполнениях, полагая  $\kappa = 1,2$ , оказывается  $f = 4,373$ , т.е. приблизительно на 20% выше. Это увеличение может быть равномерно распределено. Результаты подсчета таковы:

Степени наполнения отнесенные к среднему давлению впуска:

$\epsilon_1$ . . . . .	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
$f = 1,025 / (0,025 + \epsilon_1)$ . . . . .	13,666	8,20	5,857	4,555	3,727
$f_{i1}$ . . . . .	0,240	0,353	0,449	0,530	0,599
$f_{i2}$ . . . . .	0,221	0,333	0,424	0,508	0,579
пересчет $f_{i2}$ . . . . .	0,240	0,348	0,436	0,514	0,579
$f_{i2} = 10 (1,025 f_{i2} - 0,025)$ . . . . .	2,210	3,317	4,219	5,013	5,685
$p'$ по оценке . . . . .	0,1	0,11	0,13	0,16	0,20
$f' p'$ для $\kappa = 1,1-1,2$ пересчет . . . . .	0,384	0,420	0,521	0,670	0,575
$f p_1 - f' p'$ . . . . .	1,846	2,897	3,698	4,343	4,810
$\kappa \approx 2\% / \epsilon$ . . . . .	0,036	0,057	0,074	0,087	0,100
$p_i$ . . . . .	1,810	2,840	3,624	4,256	4,710

Для парораспределений, точнее же изменяющих величину сжатия вместе с наполнением, каковы кулисы, направляющие серья и плоские регуляторы с одним золотником, необходимо тщательно выяснять эту зависимость, учитывая и обстоятельства дресселирования. В качестве примера может служить следующая таблица:

Таблица 5. Индикаторные давления для парораспределений простым цилиндрическим золотником, поворотным эксцентрикром и плоским регулятором

при выходе в атмосферу вместе с данными о мятве при впуске и сжатии.

Степень наполнения, отнесенная к среднему давлению впуска $\epsilon_1$	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50
Действительное мятве при впуске . . . . .	0,20	0,34	0,47	0,57	0,63
Действительное начало сжатия в конце хода . . . . .	0,46	0,37	0,28	0,22	0,17
Преждевременное начало сжатия вследствие дресселирования $\epsilon_2$ . . . . .	0,55	0,44	0,35	0,28	0,23
Индикаторное давление $p_i$ при $\epsilon_0 = 0,09, 8$ ат . . . . .	1,40	2,68	3,75	4,66	5,30
Индикаторное давление $p_i$ при $\epsilon_0 = 0,09, 11$ ат . . . . .	2,52	4,88	5,97	7,12	7,96
$p_i$ при высоком перегреве, $\epsilon_0 = 0,05, 11$ ат . . . . .	2,15	3,87	5,28	6,53	7,58

## Двух- и многоцилиндровые машины.

**1. Совмещенные диаграммы.** Для машин с многоступенным расширением можно получить наглядную картину полного расширения пара, если, по предложению Ранкина, вычерчивать диаграммы отдельных цилиндров так, чтобы длины диаграмм были пропорциональны объемам цилиндров, сводя их, включая и вредные пространства, в одну совмещенную диаграмму (фиг. 776). Это совмещение производится либо

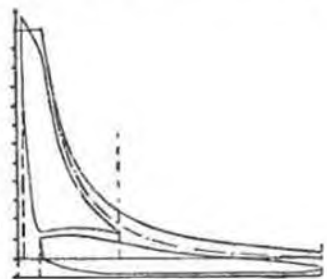
по соответственным полостям, либо, если ничто не говорит против, путем соединения диаграмм с большими наполнениями и количествами пара. Если машина выполнена с разделенными цилиндрами, например, два ЦВД, то вычерчивается некоторая средняя диаграмма, отнесенная к одному цилиндру соответственного суммарного объема. Сумма рабочих площадей диаграммы, будучи разделена на длину диаграммы ЦВД, дает приведенную величину давления (как среднее обеих сторон).

Применение совмещенной диаграммы для расчета и оценки многоцилиндровых машин основывается на сравнении площади действительной работы с таковой же, очерчиваемой некоторой общей линией расширения: отношение это называется степенью полноты диаграммы. Для насыщенного пара и здесь употребительна равносторонняя гиперболой  $pV = \text{const}$ , выражающая, таким образом, работу наибольшего видимого по диаграмме количества пара (включая и объем вредного пространства) в ЦВД при расширении до объема ЦВД + вредное пространство последнего. Действительная степень расширения  $\frac{p_1}{p_2}$  равна  $i$ , если линия расширения диаграммы ЦВД совпадает с гиперболой или резко опускается, что имеет место при перегреве или хотя бы несколько большем наполнении при сыром паре. Площадь этой очерчивающей гиперболы совпадает с подсчитанной ранее площадью  $f_1 p_1 (s + \epsilon, s)$ , т.е.:

$$P_{\text{прим.}} = \epsilon f_1 p_1 (1 + \epsilon),$$

$$\text{при этом: } i = \frac{(1 + \ln i)}{i} = \frac{4,06}{i + 2,8} + \frac{i}{1000}.$$

Степень полноты диаграммы характеризует некоторые потери рабочей площади: в основном здесь намечаются следующие потери: 1) от противодавления в ЦВД, 2) от вредных пространств, при чем части этой потери по каждому отдельному цилиндру ограничены давлением впуска в нем, 3) от сумм работ сжатия, 4) от потерь давления между цилиндрами и 5) от отсуживания линией расширения от очерчивающей гиперболы. В этом отношении степень полноты при перегретом паре уменьшается уже вследствие более отсесного прохождения линией расширения и ЦВД, как на фиг. 776, равно и последующих цилиндров, получающая вследствие этого меньшее количество пара при том же наполнении. Не следует также упускать из виду, что ЦВД или ЦВД работают с большими потерями от охлаждения, что уменьшает «видимое» количество рабочего пара. Равно и вредные пространства уменьшают степень полноты. Обогревание или промежуточный перегрев увеличивают «видимое» количество пара, а тем самым и степень полноты, что, однако, не дает права делать вывод относительно более высокой экономичности машины при



фиг. 776.

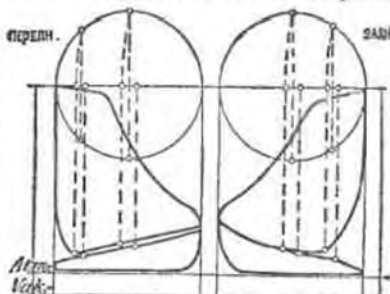




няемое под высоким давлением вредное пространство ЦПД и потеря от охлаждения обуславливают увеличение падения. Линии перетекания пара могут быть построены по  $pV = \text{const}$ , подсчетом  $p$  по данному  $V$ ; однако, следует иметь в виду, что как для расширения при перетекании, так и для сжатия в ресивере величина показателей зеренна (большая частью  $< 1$ ).

При противо-  
дожно - движу-  
щихся поршнях

конечная длина шатуна оказывает существенное влияние на форму диаграммы, в особенности, если ресивер мал или совершенно отсутствует, ибо большие скорости поршня и пути задней половины хода одного цилиндра совпадают с меньшей скоростью передней половины другого. Поэтому диаграмма ЦПД сзади имеет во время перетекания ускоренное, а диаграмма спереди замедленное расширение; соответственные (одновременные) положения поршней смещаются при обычной длине шатуна (1:5) до 10%, так что слагаемые диаграммы передних концов цилиндров далеко не сходятся, указывая, таким образом, на большую потерю давления, в то время, как



Фиг. 778.

таковые задних концов почти совпадаются (фиг. 779).

Смещение соответственных положений поршня особенно исправно выливается в задних с противоположным движением поршней без ресивера, в которых вынужденной орган ЦПД одновременно управляет впуском и ЦПД, а это обуславливается некоторой неравномерностью сжатия в ЦПД. В большинстве случаев приходится пренебрегать неравномерностью наклонной в ЦПД или даже увеличивать шловоение сзади. Фиг. 778 показывает, как далеко приходится при этом заходить: дабы достичь начала сжатия сзади в сзади в диаграмме ЦПД при  $50^\circ$ , пришлось допустить шловоение в ЦПД сзади  $60\%$ , а спереди  $40\%$ . Эта особенность является недостатком так называемых машин Вульфа, позволяющим в значительном определении регулирование. Часте предпочитают установить небольшой ресивер. Удачное разрешение такой задачи применяется в локомотивах завода Р. Вольфа в Магдебурге.

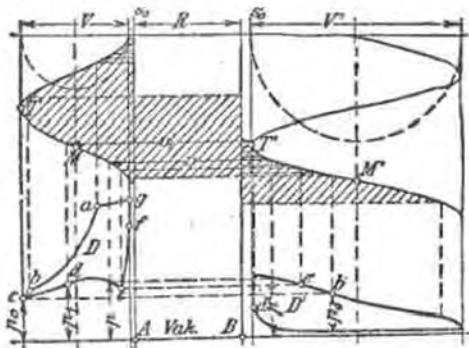
Двухцилиндровые машины с попеременно движущимися поршнями (компаунд-машины). Угол между кривошипами, большей частью,  $90^\circ - 105^\circ$ , и единичных случаях до  $120^\circ$ ; кривошип ЦПД опережает (фиг. 780). Линия путей поршней чертится смещенными, так что  $T'$  и  $M'$  (при угле в  $90^\circ$  между кривошипами) лежат на одной высоте.  $gab$  — как и раньше, стр. 539:  $bc$  — предварительный выпуск в ресивер, а если впуск в ЦПД еще не прекратился, то — так называемый вторичный впуск

в него же, иногда вполне целесообразный и желательный. От  $s$  (или точки, отвечающей более поздней отсечке в ЦПД) — сжатие в ЦВД (вместо с вредным пространством) и в ресивере. Поэтому  $cd$  (см. стр. 539) следует вычерчивать приблизительно, как равностороннюю гиперболу относительно точки  $B$ . В  $d$  — открытие ЦПД, отмечаемое по дуге диаметра ЦПД небольшим острием, ввиду известного понижения линии высула, если вредный объем ЦПД отвлеченного пара или обратно при чрезмерном сжатии (холостой ход или слабый нагрузка). От  $d$  до  $e$  — общий процесс в обоих цилиндрах и в ресивере; во время последнего довольно ясно выявляющийся минимум заключенных между поршнями объ-  
емов, как то является из линий путей поршня; построение приблизительно по  $pV = \text{const}$ .

Линия перетекания пара в диаграмме ЦПД заключена между точками  $d'$  и  $e'$  при соответствующих ординатах (конечная длина шатуна) с некоторой потерей давления вследствие скорости пара и длины его пути. От  $e'$  — расширение в ресивере и одним только ЦПД (равносторонняя гипербола относительно  $A$ ), обычно совпадающее с происходящим в это время или, при раннем предварительном высула ( $b$ ), уже происшедшим вторичным впуском.

Для подсчета объема пара и потерь служат мерилом давление  $p_0$  после происшедшей отсечки; вследствие дросселирования перед закрытием парораспределительного органа оно во всяком случае лежит ниже одновременного давления в ресивере, приблизительно совпадая с таковым в ЦВД, измеренным в  $s$ . Если угол между кривошипами свыше  $90^\circ$  до  $120^\circ$  и ЦПД опережает, то  $cb$  в ЦВД короче, а  $e$  лежит ниже; при запаздывающем кривошипе ЦПД — наоборот.

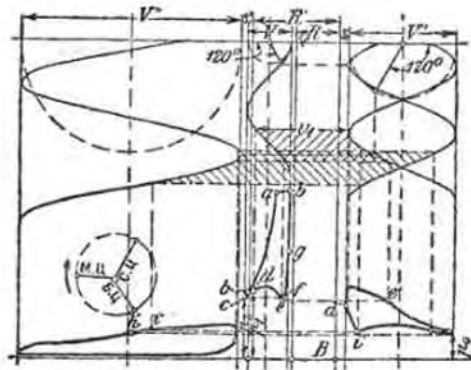
Многоцилиндровые машины тройного расширения. В вертикальных машинах угол между кривошипами, большей частью тремя, равен  $120^\circ$ ; кривошип ЦПД опережает, затем следует кривошип ЦСД и наконец — ЦВД. Обращение такой последовательности дает существенное повышение сжатия в ресивере, легко превращающихся, при небольшом падении давления ( $bc$ ) (фиг. 781), желательном в работающих машинах, конечное давление расширения, что может иметь следствием обратное перетекание пара в ресивере в ЦВД или приподымание паровых конусных органов. Фиг. 781 изображает объемную диаграмму для кривошипов под углом  $120^\circ$ , кривошип ЦПД опережает. Соответственно этому линии путей поршней смещены  $abc$  — как и раньше (стр. 539 и сл.), короткое сжатие  $cd$  в ЦВД и первом ресивере (равносторонняя гиперболы относительно  $B$ ) и более про-



Фиг. 780.

дожительный общий процесс  $de$  во время перетекания пара. В диаграмме ЦВД соответственно, вследствие запоздалой отсечки  $H'$ , заметно расширение от  $V'$  до  $H'$  в ЦВД и ресивере.

Для горизонтальных машин более предпочтительна конструкция с двумя кривошипами. Пока величина машины еще допускает устройство одного лишь ЦВД, то ЦВД и ЦСД большей частью располагают друг за



Фиг. 781.

5½) дает хорошее использование передаточного давления сил инерции часто низкого давления, свободу тепловых деформаций ЦВД (легко выполняемая и рекомендуемая поддержка поршневого штока с обеих сторон помощью скользящих башмаков).

При больших мощностях приходится разделять ЦВД, и при углах между кривошипами в 100—110° с опережающим кривошипом ЦСД можно достичь удовлетворительного распределения мощностей, если ЦСД выбран достаточно большим. Выполнение имеет очень много деталей и дорого при сложном парораспределении.

Большие машины этого типа (горизонтальные и вертикальные) вряд ли могут иметь применение для работы на генератор по сравнению с паровыми турбинами. Равно и быстроходным двухцилиндровым машинам с давлением пара при впуске в 15 ат и высоким перегревом чаще отдается предпочтение в виду больших границ мощности, меньших размеров и большей дешевизны (расход пара мало разнится, решающими являются экономические соображения). Для практикующихся в последнее время высоких давлений придется снова обратиться к тройному расширению для машин с конденсацией.

**Тандем-машина Шмидта для перегретого пара.** Трехкратное расширение по принципу Вульфа при действии на один кривошип облегчает высокое использование пара (4,4 и до 4,7 kg/i P. S. h при 12 ат и 350°) для небольших мощностей.

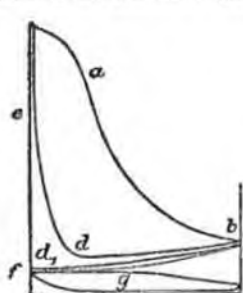
Расположение цилиндров — см. фиг. 908. Объемное соотношение приблизительно 1 : 4,5 : 3,6; поршневой шток проходит с поддержкой с задней стороны, поэтому сечения

другом (нормальная конструкция тандем). ЦВД, работающий на другой кривошип, развивает при этом меньшую мощность и давления, поэтому передаточный механизм используется недостаточно полно.

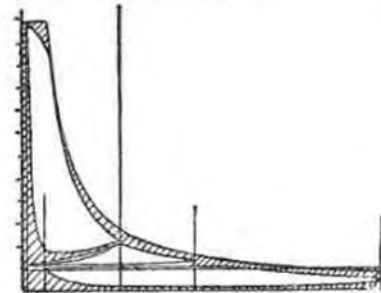
При высоком давлении пара и перегреве рекомендуется устанавливать ЦВД одиночно, а ЦСД и ЦВД на другой стороне по принципу тандем. Такое устройство при среднем объемном соотношении (1 : III = 1 : 5 и до

штока должны учитываться при определении рабочей площади поршня ЦВД и ЦСД, но не кольцеобразной площади поршня ЦВД.

На фиг. 782 в одинаковом масштабе давлений и при равных длинах кинематической диаграмма при движении поршня в одном направлении, так как ординаты отвечают одинаковым положениям поршня, то расстояние между линиями перегиба (перетекания)  $ed$  и  $e'd'$ , равно как и положение  $fg$ , дают почти одинаковые значения при перекусе. При  $ed$  имеет место увеличение объема, при  $fg$  — уплотнение, ибо стесненное сечение прохода больше, нежели площадь поршня ЦВД. В  $g$  начинается расширение в ЦВД и на протяжении от  $g$  до  $e'$  — уплотнение в области среднего давления. Очень большое «резкое пространство» последней (100—120%) определяется также и как ресивер и необходимо, чтобы держать изменение давлений в средней ступени в определенных пределах.



Фиг. 782.



Фиг. 7-8.

Если желательно изобразить распределение пара в общей диаграмме (фиг. 783), то увеличивают диаграмму ЦВД, исходя или в начале, или в нулевой точке и учитывая вредное пространство. В диаграмме ЦСД линии перегиба  $e'b'$  остаются на месте (под  $ed$ ), увеличиваются только горизонтальные расстояния за пределы  $fgc'$ , соответственно объемному соотношению.

**4. Подсчет индикаторного давления.** Следующая таблица 6 для коэффициентов давлений исходит из степеней наполнения ЦВД, которые, в зависимости от парораспределений, дают либо те же, либо только в исключительных случаях расширенные границы наполнения. Последнее желательно при соотношении цилиндров близком к 1 : 4, в виду возможного понижения рабочего давления. Наполнения отнесены к давлению впуска. В зависимости от примененного в данном случае закона расширения, устанавливаются определенные, не зависящие от цилиндра, коэффициенты давлений. Давление в ресивере подвержено периодическим колебаниям, вследствие процессов перекуса, в зависимости от последовательности кривошипов или расположения цилиндров; его средняя величина колебания при малых наполнениях составляет около 0,25 ат, при больших наполнениях, так называемый перепад давления возрастает, достигая в итоге 1—2 ат или еще выше. Большое падение давления влечет большие потери от несовершенного расширения в ЦВД, является при этом вредным, однако, часто неизбежным, ибо стеньга наполнения ЦВД лишь с большим трудом может быть уменьшена, это почти без исключений остается неизменным для всех степеней наполнения ЦВД. При одновременном воздействии регулятора на оба парогидротехнических элемента наполнения действует в том же смысле, т. е. увеличивает падение давления при большой мощности.

Одновременное изменение величины сжатия вместе с наполнением, легко выполняемое перестановкой эксцентриков плоским регулятором, дает, помимо желаемого соответствия сжатия в ЦВД с давлением



в ресивере, также и наилучшие условия в отношении перепада давления, ибо оно уменьшается передпускаемое количество пара при малых наполнениях ЦВД, при больших, наоборот, задерживает меньше пара во вредном пространстве. Кроме того, при большом скатии и малых наполнениях получается вместе с тем раннее предвращение выпуска, так что петлеобразование может быть вполне предотвращено. Это свойство хорошо используется для промежуточного отбора пара.

Таблица 6 дает действительную степень расширения при величине вредных пространств в 6% для ЦВД и в 8% для ЦНД.

Таблица 6. Значения коэффициентов давления при соответственной степени полноты диаграммы (60—70%).

Для различных наполнений и объемных соотношений при вредных пространствах в 6% для ЦВД и 8% для ЦНД.

Наполнение $\epsilon_1$		0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	
В ЦВД	Начальное давление Конечное давление $= \frac{p_1}{p_2}$	1	6,625	4,077	2,844	2,304 35	1,882 8
		1,135	8,651 6	4,928 7	3,406 06	2,578 27	2,063 04
		1,2	9,670	5,400 3	3,653 7	2,723 1	2,150 4
		1,3	11,683	6,215 0	4,070 3	2,960 17	2,292 1
В отношении к ЦНД	Полная степень расширения $i = \frac{\epsilon_0 H + \epsilon_1 H}{\epsilon_0 H + \epsilon_1 H}$	2,25	15,187 5	9,346	6,750	5,282 6	4,339 2
		2,5	16,875 0	10,385	7,500	5,869 0	4,821
		3	20,250 0	12,461	9,000	7,043 4	5,585 7
		4	27,000	16,615	12,000	9,391 3	7,714 3
В отношении к ЦВД	Коэфф. давления $\varphi \frac{p_1}{p_2} (1 + \epsilon_0)$ при $pV = \text{const}$ $\varphi = 0,6$	2,25	0,156 1	0,222 66	0,278 858	0,325 5	0,368 5
		2,5	0,144 65	0,206 256	0,260 304	0,303 456	0,345 18
		3	0,127 26	0,182 16	0,230 596	0,271 84	0,306 4
		4	0,105 779	0,146 28	0,185 536	0,221 884	0,255 216
В отношении к ЦНД	Коэфф. давления $\varphi \frac{p_1}{p_2} (1 + \epsilon_0)$ при $pV^{1,135} = \text{const}$ $\varphi = 0,7$	2,25	0,161 98	0,237 44	0,302 58	0,359 4	0,409 37
		2,5	0,148 79	0,218 697	0,280 176	0,334 2	0,382 18
		3	0,128 357	0,169 718	0,244 377	0,293 38	0,345 13
		4	0,101 656	0,150 668	0,195 46	0,236 56	0,274 398

Для этой степени расширения коэффициент давления  $\varphi$  и подсчитан соответственно с малой выбравной степенью полноты диаграммы  $\varphi = 0,60$  при применении закона расширения  $pV = \text{const}$  для очерчиваемой гиперболы (см. выше).

Выбор округленной величины обеспечивает удобный расчет для меньшей или большей степени полноты, требуя лишь пропорциональное уменьшение или увеличение табличных значений.

Вторая группа содержит коэффициенты давления, подсчитанные для адиабаты насыщенного пара  $pV^{1,135} = \text{const}$ , как очерчиваемой, применение которой при перегретом паре также допустимо, ибо она лучше сходится с линией расширения в ЦВД. И здесь данные величины подсчитаны в соответствии с той же степенью полноты, а именно 0,7 (с округлением), что для наименьшего из приведенных наполнений дает приблизи-

тельно те же значения, как и при степени полноты 0,6 при пользовании кривой  $pV = \text{const}$ . Последняя имеет преимущество большей общности применения; адиабата, проведенная через начальную точку расширения и точку впуска, врезалась бы при насыщенном паре в диаграмму ЦВД.

Следующая таблица 7 дает изменение степеней полноты и отдельных потерь при различных степенях расширения для приведенных условий, отнесенных к законам расширения  $pV = \text{const}$  и  $pV^{1,135} = \text{const}$ ; обе кривые исходят от среднего давления впуска. Потери подсчитаны для: 1) противодавлений в ЦНД, как средних значений, включая скатие и с некоторым замедленным установившимся разрежением, возрастающим притом с нагрузкой (при предположении хороших соотношений); 2) вредных пространств, несколько увеличивавшихся в своем абсолютном значении, из-за возрастающего давления  $p_0$  в ресивере (в предположении, с учетом величины вредных пространств в 6% и 8% и объемного соотношения 1:3, даны в отношении  $0,06/3 \cdot (13 - \text{давление в ресивере } p_0) + 0,08 p_0$ , выраженном, как редуцированное давление в ЦНД); 3) для работы скатия в ЦВД, опять-таки отнесенной пропорционально объемному соотношению к ЦНД.

Таблица 7. Индикаторные давления  $p$  при  $n$  и степени полноты, т. е. суммарные потери, подсчитанные для  $p_1 = 13$  ат,  $239^\circ \text{C}$ .

Объемное соотношение 1:3, вредные пространства ЦВД 6%, ЦНД 8%. Отсчет в ЦНД  $40^\circ \text{C}$ , цилиндр и ресивер не обогриваются. Машина работает с конденсацией; противодавление на диаграмме увеличивается в связи с мощностью с 0,15 до 0,25 ат.

Наполнение $\epsilon_1 H$	Обозначения	Доля индикаторной мощности.	1. Доля противо-давления, включая скатие в ЦНД.	2. Доля вредных пространств.	3. Доля скатия в ЦВД.	Суммарная степень полноты в %	Конечные потери
0,10	Привед. индикаторное давление $p$ при $n$	1,85	0,200	0,356	0,083	—	—
	Степень полноты в % для $pV = \text{const}$ " " " " " $n=1,135$	56,2 65,0	7,3 8,4	12,9 14,0	3,0 3,5	79,4 91,8	20,6 8,2
0,20	Привед. индикаторное давление $p$ при $n$	2,43	0,240	0,409	0,130	—	—
	Степень полноты в % для $pV = \text{const}$ " " " " " $n=1,135$	62,1 69,0	6,4 6,8	10,2 11,3	3,3 3,7	82,0 90,8	18,0 9,2
0,30	Привед. индикаторное давление $p$ при $n$	3,12	0,280	0,460	0,176	—	—
	Степень полноты в % для $pV = \text{const}$ " " " " " $n=1,135$	63,0 68,7	5,6 6,2	9,3 10,1	3,6 3,9	81,5 88,9	18,5 11,1
0,40	Привед. индикаторное давление $p$ при $n$	3,73	0,320	0,500	0,203	—	—
	Степень полноты в % для $pV = \text{const}$ " " " " " $n=1,135$	63,2 68,5	5,4 5,9	8,5 9,2	3,4 3,7	80,5 87,3	19,5 12,7





Действительное количество пара в цилиндре состоит из поступившего из котла так называемого рабочего пара  $G$  и из заключенного во вредном пространстве, возвращенного в процессе сжатия, количества  $G_0$ . Первое определяется измерением расхода питательной воды по котлу. Однако, из этого количества не достигают цилиндра: 1) конденсат в паропроводах, 2) конденсат из паровых рубашек цилиндра, крышек и ресиверов, в случае их наличия. Поэтому под рабочим паром следует понимать лишь количество, поступившее действительно в цилиндр. Расход пара в паровой рубашке  $G_m$  следует, разумеется, включать в общий расход пара на машину.

Количество пара, возвращенного при сжатии  $G_0$ , может быть только приближенно определено из диаграммы; при этом обычно делают предположение, что пар в тот же момент в начале сжатия сухой. При работе на насыщенном паром в сконденсированном, увеличение видимого количества пара во время сжатия уменьшается за присутствие в паре избыточного количества воды. Поэтому приходится вести расчет с небольшим видимым количеством, которое увеличивается часто уже при пиках давлений. Для очень больших сжатий в пароточных машинах увеличение проваляется позже, указывая на появившийся перегрев в сухое состояние в начале.

В ЦВД, в особенности при обогрете стенок и крышек цилиндра, предположение о сухости начального состояния и общем допустимо; при высоком перегреве есть основание предполагать о перегрете состояния пара, если связь линия расширения большей частью проходит в области перегрева, так как средняя температура стенки в конце цилиндра выше температуры выпуска. Видимое количество пара сжатия зависит от величины вредного пространства и количества сжатия, откуда можно определить необходимость точного исследования. Ошибка, происходящая от неточности определения  $G_0$ , большей частью незначительна.

Исследование индикаторной диаграммы в отношении видимых количеств пара имеет целью, на основании опытных данных, установить перерасход пара и сравнить его с данными практики. Это дает возможность получить общий обзор условий работы и состояния машины. Если видимое количество пара  $G_{\text{вид}}$  меньше, чем  $G + G_0$ , то налицо потери от конденсации; пар в таком случае содержит количество воды  $G_w = G + G_0 - G_{\text{вид}}$ , указываемое, между прочим, и % от видимого количества или от  $G$ ; отсюда по удельному объему пара  $\alpha$ , определяемому по  $G_{\text{вид}} = \alpha(G + G_0)$ , содержание воды в паре  $1 - \alpha$ . Если пар в рассматриваемом месте цилиндра еще перегрет, то количество его, подсчитанное для состояния насыщения, окажется слишком велико. Из действительного количества  $G + G_0$  находят удельный объем перегретого пара и по табл. I, Хитте, стр. 526 его температуру. Эта последняя ниже температуры вступавшего пара, замкнутой перед машинной. К началу расширения, где давление часто понижено более, чем на 2 ат, вследствие торможения при впуске, и пар притом произвел уже некоторую работу расширения, существуют еще более низкие температуры. Поэтому, рационально адиабатически продолжить назад линию расширения и производить расчет на среднее давление впуска.

Разница между видимым количеством пара к концу впуска, отнесенным к среднему давлению впуска, и количеством пара сжатия называется индикаторным (по Храбаку полевым) расходом пара.

Часовой расход:

$$D'_i = 3600 Fc [(e_k + e_0) \gamma_1 - (e_k + e_0) \gamma_k]$$

и на индикаторную лошадиную силу в час:

$$C'_i = \frac{D'_i}{N_i} = \frac{27}{F} [(e_k + e_0) \gamma_1 - (e_k + e_0) \gamma_k],$$

при чем  $e_k$  и  $\gamma_k$  относятся к моменту, принятому за конец сжатия.

При перегреве можно было бы по смыслу считать по полной температуре поступающего пара, определяя отсюда его удельный вес. Однако, при предварительном подсчете, — вопреки методу расчета для насыщенного пара, стараются учесть суммарные потери от охлаждения путем подсчета удельного веса пара в конце впуска, исходя из соответственно уменьшенной температуры.

Рекомендуется также вычислять видимое количество пара и для состояния в конце расширения (но только для того положения, которое еще не затрагивается превращением впуска), ибо это нагляднее всего дает возможность судить об изменении состояния во время расширения, а также и поверять оценку расхода. При насыщенном паре в конце расширения налицо большое видимое количество, при работе с перегревом чаще всего уже насыщенный пар. Понятие о конечном состоянии необходимо также получить подсчетом потери от несовершенного расширения (см. ниже).

Для многоцилиндровых машин расчет относят к ЦВД, как если бы наполняли, уменьшенные в отношении объемов, имели место в этом последнем, при чем полная мощность отвечает приведенному давлению  $p_{\text{прив}}$ :

$$C'_i = \frac{D'_i}{\sum N_i} = \frac{27}{p_{\text{прив}}} \frac{1}{v} \left[ (e_{1H} + e_{0H}) \gamma_{1H} - (e_{kH} + e_{0H}) \gamma_{kH} \right].$$

По сути дела видимое количество или расход пара ЦВД при его объемном соотношении (приведенном к ЦВД) могут быть подсчитаны точно так же. Равным образом рекомендуется вычислить расход  $C_N$  или видимое количество  $G_N$  в ЦВД, отнормировав их к полной мощности

$$C_{iN} = \frac{27}{p_{\text{прив}}} \left[ (e_{1N} + e_{0N}) \gamma_{1N} - (e_{kN} + e_{0N}) \gamma_{kN} \right].$$

Для собственной мощности вместо  $p_{\text{прив}}$  в формулу вставляют индикаторное давление  $p_{iN}$ , получая  $C_{iN}$  соответственно больше.

Для предварительного подсчета следует делать простой, непосредственный подсчет полезного расхода пара на основании принятых для полного расчета положений.

При дальнейшем использовании установленным этим путем индикаторным или полезным расходом пара следует иметь в виду, что вычисляемое количество пара сжатия лучше всего определяется по весу, но в отношении своего тепловое состояние и в конце сжатия отнюдь не было равноценно вступавшему рабочему пару. Соответственно сему изменится тепловое состояние после происшедшего смещения  $G$  с  $G_0$ , что при известных обстоятельствах имеет заслуживающее внимания следствие.

2. Потеря от охлаждения. Потеря от охлаждения обуславливается, главным образом, теплообменом между паром и стенками, но включает

также и потери от лучеиспускания. Часть ее отнимается от притекающего пара при входе его в парораспределительную коробку и подводятся трубы и в большинстве случаев не определяется в отдельности; равным образом определяется расход тепла паровыми рубашками стенок и крышек, часть которого относится к лучеиспусканию. Особыми измерениями во время стоянки машины можно найти исходные точки для оценки потери на лучеиспускание; большей же частью она остается невыделенной из потерь на охлаждение и в расходе пара на обогревание.

При работе насыщенным паром потери от охлаждения учитываются в расчете добавочной  $C_i''$  (или  $D_i''$ ) к индикаторному расходу  $C_i'$  ( $D_i'$ ), так как для нее могут быть даны очень удобные практические правила.

Для перегретого пара предыдущий расчет проще выполняется при уменьшенных температурах впуска. Полное представление о явлениях, в особенности о влиянии пара скатки, может быть получено только путем подсчета теплообмена.

**Подсчет теплообмена.** Для решения данной задачи лучше всего служит основное положение Грассофа. Оно приведено с общими чертами (т. 1, стр. 537): 1—начало, 2—конец расширения, 3—начало, 4—конец сжатия. Если:

$AL_{21}$  — абсолютная работа в цилиндре пара в цикл для одного хода,

$AL_{21}$  — абсолютная работа сжатия,

$Q_{21}$  — теплоотдача стенкам во время сжатия,

$Q_{41}$  — теплоотдача во время впуска,

$G_i$  — теплоемкость рабочего пара перед впуском,

$G_i u_1$  — энергия пара сжатия при начале последнего,

$G_i u_2$  — энергия пара сжатия в конце последнего,

$(G + G_0) u_1$  — энергия общего количества пара к концу впуска,

$G_0 u_2$  — энергия действительного количества пара:

$$G_0 u_2 = G_0 u_1 + AL_{21} - Q_{21}.$$

при чем  $Q_{21}$  может быть подсчитано из индикаторной диаграммы. Конец сжатия (4) должен быть замкнут перед началом предварительного впуска. Для периода впуска существует равенство:

$$AL_{41} + Q_{41} = G_i + G_0 u_2 - (G + G_0) u_1$$

$$= G(u - u_1) - G_i(u_1 - u_2).$$

Подсчет может быть произведен для действительного начала расширения (точка поворота  $E$  на фиг. 770) или для продолженной назад линии расширения при среднем давлении впуска. Если продолжение было адиабатическим, то результат получается тот же  $Q_{41}$ .

Так как ошибка  $\Delta G_0$ , сделанная при определении  $G_0$ , может иметь влияние лишь как величина  $\Delta G_0(u_1 - u_2)$ , то ее влияние уменьшается с увеличением конечного давления сжатия. При насыщенном паре имеет место увеличение всего количества от индикаторной воды, приращенное во внимание, так как разность теплот жидкости  $\Delta G_0(u_1 - u_2)$ , або и  $= \epsilon' + \epsilon''$  и второй член зависит только от вида и много количества пара. Сумма  $\epsilon'$  и  $\epsilon''$  тем больше, чем меньше во время сжатия и впуска отвечает суммарно:

$$Q_{41} + Q_{21} = G_i + G_0 u_2 + AL_{21} - AL_{41} - (G + G_0) u_1.$$

Число выделенное, что при определенной степени наполнения, характеризующей абсолютную работу поступившего в цилиндр пара, и влияние его количество, а тем самым и  $(G + G_0) u_1$ , влияние количества пара сжатия на начальное состояние  $u_1$ , величину  $G_0$  и потребованную работу сжатия, увеличивается. Так как при малой степени сжатия потери от теплообмена, вообще говоря, могут быть меньше, чем при большой, то влияние небольших второго и третьего членов может быть покрыто только большим  $G_i$ , т. е. большим расходом.

Возражение на то, что так называемая потеря от охлаждения не отвечает спондирированному в конце впуска количеству пара, — вследствие чего должно было бы быть  $D_i' = (1 - \epsilon) (G + G_0)$  и тепло, переданное стенкам  $= (1 - \epsilon) (G + G_0) (u - \epsilon)$  (теплота жидкости  $\epsilon'$  остается как жидкость в остальном паре), — совершенно не учитывает процессов сжатия. Разно в отношении теплообмена во время впуска оно могло бы иметь место, если конечное состояние сжатия приводило бы к состоянию пара при впуске; расчет предположен для среднего давления впуска.

Все веточки находятся под влиянием неточности опыта в некоторых неподобностях, которые, во всяком случае, при общепризнанных хороших цифрах расхода пара не могут иметь значения.

**Работа насыщенным паром.** Одним из основных пунктов для определения величины потерь от теплообмена является характер кривой расширения. Почти постоянно эта последняя показывает в конце большее видимое количество в большую энергию пада, чем вначале. Таким образом, не только возрастание энергии, но и вся абсолютная работа расширения покрывается обратной теплоотдачей стенок. Подсчет теплоотдачи во время расширения может быть произведен по уравнению:

$$Q_{12} = AL_{12} + (G_0)(u_2 - u_1)$$

Однако, общее количество, подведенное к стенкам, больше, ибо оно должно покрыть также и лучеиспускание в окружающую среду и тепло, отдаваемое остаткам влаги на стенках во время впуска. С другой стороны, стенки получают тепло от трения поршня и (в случае применения) путем обогрева паровой рубашкой. В последнем случае, разумнее, уменьшается теплообмен рабочего пара.

Конструкция машины оказывает влияние в смысле величины поверхности вредного пространства, выраженной в зависимости от конструкции и размеров органов парораспределения, в кратком отношении к площади поршня. Отношение это может составить от 3 до 8 и, так как теплообмен обуславливается главным образом этой площадью, то тем самым он должен зависеть от ее величины. Однако, решающей при этом является поверхность, лежащая в потоке пара, такие промежуточные пространства, как например, так называемые крышечные пазухи, могут быть опущены из рассмотрения, или же учитываются пониженно. При таком предположении можно установить зависимость пропорциональность между величиной этой поверхности и потерями от теплообмена со сравнительно удовлетворительной степенью приближения, если отбросить потери в определенном промежутке времени, т. е. выразить их абсолютной часовой величиной  $D_i''$ . Таким образом, можно принять следующие положения:

1. Часовая величина потерь от охлаждения  $D_i''$  в пределах употребительных степеней наполнения, очень мало или совсем не зависит от скорости вращения, как постоянная.

С более точкой, при дальнейшем наполнении (в 10%), величина эти будут несколько меньше, бы тем приближалась к и что постоянной величине с увеличением и впадал под или, сд бы возраст и, в пределах до 40%. Наибольшие значения эти соотношений не более 5—10%.

Это побуждает сделать предположение, что рабочая поверхность цилиндра в большей части не оказывает вредного влияния или вравном ступе в своем действии и в том же виде (без учета, конечно, температуры в цилиндре и в отношении увеличения на стенках). Поэтому оказывающей статическим образом и в отношении поверхности пути пара, органами парораспределения, роль которую она играет в камере наполнения. Поверхностями поршня и крышек, называя в отношении в камере внутри рассредоточено обочина. Следует обратить внимание на то, что ради поршня при наче в ход лишь с очень малым зазором входит и расширяется и только затем вступит в работу по своему назначению. Благодаря этому также должно уменьшаться влияние охлаждения. При оплении вала и в том же направлении следует поступать и в виду, что индикатор при этом поддается в выдукте эти, иго, шнеков и первоначальное количество и видимого количества пара; отсюда получают одним и малые значения и потерь.

Величина вредной поверхности определяется на чертеже цилиндра. Значения, меньшие четырехкратной поверхности поршня,



легко достижимы в прямоточных машинах и при парораспределении цилиндрическими золотинками с короткими каналами, в остальном только в сравнительно тихоходных машинах. Для оценки этой поверхности в машинах с клапаным распределением может служить то обстоятельство, что двухседельные клапаны обычной конструкции с их клапанной коробкой при выпуске, или ребрами и направляющими при выпуске и стенками, доходящими до расточки цилиндра, дают вредную поверхность, равную, приблизительно,  $(5 + 80/d_v) \pi d_v^2/4$ , при чем  $d_v$  — их верхний диаметр в свету в см. Поэтому скорость поршни в сильной степени обуславливает величину вредной поверхности; на маленьких машинах это сказывается значительно более неблагоприятно, чем на больших; и ЦИД, наоборот, лучше, ибо их клапана должны обладать более ограниченными размерами. Тщательное исполнение цилиндра, так же как и применяемое, между прочим, устранение клапаных коробок, дают известное сбережение.

2. Часовая величина потери от охлаждения представляется, главным образом, зависящей от плотности пара, для чего попросту пользуются давлением  $p_1$ . Предварительно зависимость выражается через  $\sqrt{p_1}$ . Общепринятая зависимость от температурного перепада не применима для определения часовой потери. Часто последняя даже увеличивается, если при одном и том же давлении выпуска увеличивается противодавление, поэтому очень существенно уменьшаются потери от охлаждения, отнесенные к вредным поверхностям при одном и том же перепаде температур между средним давлением выпуска и противодавлением, если дело касается низких давлений, например, в ЦИД.

3. Повышенное число оборотов и скорость поршни не уменьшают величины часовой потери на охлаждение, при большом числе оборотов скорее имеет место обратное. При этом абсолютное значение увеличивается, но крайней мере, в отношении больших вредных поверхностей, вытекающих из необходимых больших размеров проходных сечений.

4. Обогревание стенок и крышек цилиндра уменьшает потери от теплообмена и, в особенности, несколько больше при малых наполнениях. Общее количество, включая и расход паровой рубашки, уменьшается, приблизительно, на потерю последней, или, в области нормальных нагрузок, на 10—15% от общей суммы потерь при работе без паровой рубашки. Поэтому при обогревании наблюдается относительно большее количество пара; ему отвечает только умеренный сдвиг линии расширения, т. е. лишь малое увеличение работы, полученной от израсходованного количества пара. Расход на обогревание стенок и крышек возрастает при сыром паре. Расход пара на паровую рубашку в маленьких машинах больше в отношении к их мощности, средние величины в ЦВД 0,2—0,3 kg i P S h.

Применение рубашек выходит из употребления, ибо они затрудняют смазку поршни и становятся бесполезными при перегретом паре; обогрев крышек применим; однако, в последнее время это целесообразно также опирается. Можно считать, что применение обогрева стенок и крышек целесообразно лишь в тихоходных машинах, даже и при работе насыщенным паром.

5. Влажность пара увеличивает потерю от теплообмена приблизительно на соответствующую ей величину.

6. Относительно сжатия приближенный расчет дает только порядок оценки (стр. 548). Все данные относятся к обычным средним величинам сжатия в машинах нормального типа. Точный подсчет теплообмена даст уменьшение последнего, благодаря повышенному сжатию, при предположении, что влажность возвращенного количества пара не велика. Последнее обстоятельство может иметь следствием заметное увеличение потерь в машинах обычной конструкции с конденсацией и при высоком противодавлении с небольшим избытком конечного давления или петлеобразованием.

7. Выпуск через прорезы уменьшает потерю от теплообмена, по общему мнению, благодаря быстрой, непосредственной удалению влажного пара в конце хода, вследствие чего отнятие тепла во время обратного хода поршни должно в большей мере отпасть. При высоком вакууме потеря от теплообмена уменьшается и, как о том позволяют судить просчеты по имеющимся опытным данным, снижается ниже половины приведенных величин, относящихся к машинам без выпуска через прорезы.

Это действие, как будто бы проявляется также в машинах с двумя рядами выпускных прорезов и уменьшенным сжатием (конструкция Pulger-Domag и др.), где поверхность объема наполнения меньше, чем прежде, вследствие чего имеет место избыток для расширения, благодаря приближению объема прорезов во время расширения. Поэтому цилиндры с прорезом в середине и замедлением начала выпуска помощью выпускного клапана терпят основное преимущество прорезов.

Часовая потеря от охлаждения на  $1 \text{ cm}^2$  вредной поверхности для машины обычной конструкции при среднем давлении выпуска около 9 at abs, безразлично, работает ли расширяемый цилиндр с конденсацией или без нее, или, если речь идет о ЦВД, какой-либо компаунд машины при работе без паровой рубашки, может быть оценена и  $0,05 \text{ kg/cm}^2\text{h}$  и до  $0,06 \text{ kg/cm}^2\text{h}$ .

Последняя величина пригодна для неблагоприятных условий, именно, зависит от состояний поверхностей, влажного пара и, сравнительно, больших потерь на лучеиспускание малых машин. Для других значений среднего давления выпуска следует делать пересчет в отношении  $\sqrt{p}$ . Если относить часовую потерю непосредственно к площади поршни, то таковая в большом числе исследованных старых машин с паровой рубашкой, включая и расход на последнюю, колеблется между 0,16 и  $0,22 \text{ kg/cm}^2\text{h}$ , соответственно отношению поверхностей, близкому к 4. Быстроходные машины без рубашки (отношение поверхностей от 5 до 8) достигают 0,25 до 0,4 и даже  $0,5 \text{ kg/cm}^2$  площади поршня в час при приблизительно 9 at abs. Для ЦИД благоприятнейшее отношение поверхностей и получаемое уменьшение определяются в отношении  $\sqrt{p}$ ; величины часовой потери на  $1 \text{ cm}^2$  вредной поверхности понижаются, например, для среднего давления выпуска 2,25 at на  $0,025 - 0,03 \text{ kg/cm}^2\text{h}$ , большее значение чаще всего следует приписать плохому водоотделению перетекающего пара.

Потеря на охлаждение на 1 индикаторную лошадиную силу в час определяется из

$$C_i'' = D_i'' : N_i$$

и не требует никакой дальнейшей поправки в отношении скорости поршни, если она уже учтена во вредной поверхности. В остальном



имеют место положения от 1 до 7; для точности следует обращать внимание на уменьшение потерь при очень малых или очень больших наполнениях.

Данные Храбака, касающиеся  $C_i''$  основаны на предположении, что  $C_i'' \sqrt{v}$  для определенного рода машины или рабочего процесса постоянна. Храбак дает значение величины  $C_i'' \sqrt{v}$  при насыщенном паре, включая и расход на паровую рубашку, где таковая применялась (вследствие чего, однако, подсчитана большая мощность при одном в том же наполнении и поэтому меньше  $C_i''$ ), согласно следующей таблице.

Таблица 8. Значения  $C_i'' \sqrt{v}$ 

для машин с кузнечным и распаренным железом и	7,0—6,5	
с конденсацией с распыленным расширительными водоструйками	6,0—5,0	
для одноцилиндровых машин с конденсацией	без обогрева	5,5—6,0
	с обогревом	4,5—4,2
двухцилиндровых	4,0—3,5	
трехцилиндровых	3,2—3,0	
двух или трех цилиндровых	без конденсационной	4,2—4,0

Эти значения соответствуют исследованиям выполненных, сравнительно тихоходных, машин и относятся к менее удачным конструкциям (кузнечное парораспределение, машины без конденсации) и к сравнительно малым наполнениям многоцилиндровых машин с обогревом и малым  $C_i''$ , поэтому для современных условий дают слишком большие величины. Меньшие цифры пригодны для более совершенных машин; таким образом, учитываются преимущества больших машин, которые выносятся в приведенном методе расчета лучшем соотношением поверхностей и более низкими величинами на 1 см<sup>2</sup>.

**Расста перегретым паром.** Опытные данные относительно потери от охлаждения, кои здесь могут быть представлены в виде температурного снижения (подсчитанного по видимому количеству при отсечке сравнительно с температурой перед машиной), должны быть в дальнейшем пересчитаны, ибо совершенно ясно, что для некоторой точки линии расширения, лежащей многими атмосферами ниже давления впуска, должны получаться значительно более низкие температуры пара (паче даже влажный пар, что легко установить помощью антропийной диаграммы), чем для расчетного выполнения, отнесенного к среднему давлению впуска. Для машин без конденсации в ЦВД машин компаунд при наполнениях между 20 и 30% при начальных температурах пара в 250—300° С, повышение температуры для покрытия потерь на охлаждение составляет приблизительно 60—80° С. Здесь также наблюдается, что тепло вое значительное в этой потере для малых и больших наполнений остается примерно постоянным при своей абсолютной величине. Для небольших наполнений в 8—10% в одноцилиндровых машинах с конденсацией обычной конструкции, хотя бы и с обогреваемыми крышками, оказывается, что температура перегретого пара в 300° едва достаточна для того, чтобы гарантировать сухость пара к началу расширения, в то время, как при несколько больших наполнениях подтверждается меньшая температурная потеря. Прямоточные машины с обогреваемыми крышками в этом смысле и здесь работают лучше, хотя одно

это обогревание понижает температуру при впуске, измеренную у впускного клапана, на 25—30° С при нормальной и свыше 40° С при малой нагрузке 1).

Предшлющие цифры расхода представляются весьма точными при малых, в общем, потерях на герметичность впускного клапана, однако, достаточно достоверно, что при температурах пара между 300 и 350° С теплоотдача стенкам при наибольших удельных наполнениях, — хотя в отнесенных к среднему давлению впуска, — при плотных органах парораспределения и поршнях и применении высокого сжатия становится чрезвычайно мала. Подсчеты дают для  $Q_{11} + Q_{12} = 0,02$  до  $0,04$  Gi и указывают на меньшее возрастание этой величины при уменьшении наполнения, нежели при применении малых степеней сжатия.

При пользовании этими данными для подсчета среднего расхода пара следует иметь в виду, что зависимость между теплообменом от давления пара при конденсационном перегреве становится очень мала. Связь с величиной внешней поверхности приближенно можно считать, как и при насыщенном паре, ступенчатой, вследствие, благодаря тем же условиям; она может быть учтена большой оценкой температурной потери при расчете машин с большой внешней поверхностью. Код расчета исходит из следующих примеров.

**Пример 1.** Машина без конденсации, работающая насыщенным паром (стр. 554 и 535) при среднем давлении впуска в 12 ат и производящая 3,2—3,4 ат по диаметре. Для работы насыщенным паром видимое его количество к концу впуска, отнесенное к среднему давлению впуска, вычисляется для удельного объема сухого пара  $\gamma_1 = 5,96$ , объем пара сжатия из конечного объема, большего, чем начальный (при 12 ат) — для  $\gamma_2$ . Простой расчет дает:

$e_1/e_2$	0,1	—	0,2	0,3	0,4	0,5
$F_1$	1,419	(1,8)	3,330	4,006	5,712	6,528
$e_1 + e_2$	0,17	—	0,27	0,37	0,47	0,57
$\gamma_2$	4,8	—	4,9	4,97	5,04	5,11
$27(e_1 + e_2) \gamma_2 / p_1$	19,27	(15,19)	13,05	12,68	13,24	14,20
$27 \cdot 0,07 \gamma_2 / p_1$	6,47	(5,10)	2,78	2,60	1,67	1,48
$C_i'$	12,80	(10,09)	10,27	10,68	11,57	12,72

Для оценки потери от охлаждения определяется величина внешней поверхности на основании данных стр. 554 в зависимости от размеров и конструкции. Машина — горизонтальная с клапанным парораспределением, диаметр цилиндра 400 мм, поршневой шток, диаметр 85 мм, имеет двусторонний выход, ход 700 мм при числе оборотов 150 в минуту. Таким образом, ее цилиндрическая поверхность 56 p<sub>2</sub> P S. При скорости поршня 3,5 м и тщательном исполнении, внешняя поверхность может быть принята равной 5,9-кратной площади поршня.

Величина потери, в виду высокого противодавления, должна быть принята в 0,03 kg/cm<sup>2</sup> внешней поверхности, т. е. в 0,354 kg/cm<sup>2</sup> площади поршня. Это значение, вследствие давления впуска в 12 ат против 9 ат следует увеличить в отношении  $\sqrt{1,33}$  до 0,408 kg/cm<sup>2</sup> h.

Пересчет на одну 1 P S h. следует из:

$$C_i'' = 0,408 F : F p_1 e_1 \gamma_1 = 1,75 / P_i$$

и дает:

$C_i''$	6,16	(4,86)	2,63	1,85	1,53	1,34
$C_i'$	18,96	(14,95)	12,90	12,53	13,10	14,06
+ 3%	19,53	(15,39)	13,29	12,90	13,49	14,48
при 1 P S	79,5	(60,8)	180,5	263,0	319,8	365,6

Добавку в 3% следует рекомендовать, когда дело касается насыщенного пара, по прошедшему предварительному через паросуюпель или (выключенный) перегреватель.

1) Cf. Stumpf, „Die Gleichstromdampfmaschine“, 2. Aufl., München, 1921, R. Oldenbourg.

Расход при 10% указывает на предные последствия пеллеобразования, вследствие расширения, большего ниже противодействия; цифры в скобках — результат предотвращения пелле.

По Храбаку величины потерь оказываются  $C_d \sqrt{c} = 4$  и до 6 и для  $\sqrt{c} = 1,87$   $C_d = 2,13$  до 3,21, что отвечает наполнению между 15 и 25%.

Пример 2. При работе этой машины паром в 250° С. можно вести расчет на абсолютное понижение температуры в 60° С в конце впуска, в предположении лучших условий, высшего давления сжатия и наполнения в 30%. Для  $\gamma_1 = 5,9017$ , соответственно 160° С при среднем давлении впуска в 12 ат abs получается видимое количество пара и, за вычетом количества пара сжатия (сухого в начале), верной расход при наполнении в 30%. Меньше благоприятное соотношение поверхностей могло бы соответственно увеличить понижение температуры.

Для меньших степеней наполнения равным образом имеет место потеря от конденсации, ибо при 30% пар уже приближается к состоянию насыщения. Для оценки последней можно исходить из предположения, что теплоотдача стенкам должна быть по меньшей мере так же велика, как и при 30%.

Как то следует из последующих расчетов, расход пара определялся в 11,46 кг/л P. S. h, откуда часовой расход

$$G = 243,7 \cdot 11,46 = 2792,8 \text{ kg/h (точно 2792,2 kg/h)},$$

теплосодержание которого  $q_1$  соответственно состоянию перед машиной (250° С при 13 ат abs) равно 702,9 kcal/kg. Количество пара во вращаемом пространстве, подсчитанное для равнозначного начала при 12% хода перед концом, вращаемого пространства в 7% и при 3,3 ат abs (стр. 535) равно 2,06 кг/л P. S. h, или  $G_0 = 509,5$  kg/h, его  $u_0$  (сухой пар) = 606,5 kcal.

Энергия к концу сжатия определяется из конечного давления 10,9 kg abs,  $u_2 = 640,6$  kcal/kg, энергия к концу впуска (160° С)  $u_1 = 622,3$  kcal/kg, теплосодержание к концу впуска  $q_1 = 669,8$  kcal/kg. Тепловое значение работы пара без расширения определяется из площади поршня в 1200 см<sup>2</sup>, давления 12 ат, хода в 0,21 м, соответственно наполнению в 30% и числа оборотов в 150/мин величины

$$1200 \cdot 12 \cdot 0,21 \cdot 150 \cdot 2 \cdot 60 = 427 = 127475 \text{ kcal.}$$

Тепловое значение работы, приходящееся на вращаемое пространство,  $AF_{\text{вк}} P_1 = 20712,5$  kcal (для  $\alpha_0 = 0,019$  м), абсолютная работа сжатия  $L_{\text{сж}} = 23476$  kcal.

Подстановкой этих значений получается  $Q_{11} = 107000$  и  $Q_{11} + Q_{12} = 114000$  kcal.

Если для меньшего наполнения, напр., 30%, должно иметь место одинаковое или как-либо иначе оценивая, на основании особых данных, величина тепловыделения, то путь следующий: прежде всего определяю количество пара в конце впуска при среднем давлении впуска и удельном весе сухого пара = 5,96, что дает 14,859 кг/л P. S. h и для мощности в 163,74 P. S.

$$14,859 \times 163,74 = x_1 (G + G_0) = 2432,3 \text{ kg/h;}$$

далее принимаю следующее положение: так как работа полного явления (без расширения)  $AL_{11} + AF_{\text{вк}} P_1$  является работой пареобразования видимого количества пара, то

$$AL_{11} + (G + G_0) u_1 = (G + G_0) (u_1' + x_1 u_1') + x_1 (G + G_0) \phi_1' - AF_{\text{вк}} P_1 = \\ = (G + G_0) u_1' + x_1 (G + G_0) \phi_1' - AF_{\text{вк}} P_1$$

где  $u_1'$ ,  $\phi_1'$ ,  $u_1'$  — величины, отвечающие пограничному состоянию, данные из таблиц; тем самым может быть составлено и уравнение для теплообмена:

$$107000 = G (u - u_1') + G_0 (u_0 - u_1') - x_1 (G + G_0) \phi_1' + AF_{\text{вк}} P_1 \\ = G (702,9 - 189,9) + 502,3 (634,8 - 189,9) - 24 \cdot 12,3 \cdot 478,2 + 20742,5$$

откуда определяется  $G = 1982$  kg/h. Количество пара сжатия подсчитано для сухого в начале пара при 3,25 ат,  $u_0$  — для конечного давления в 10,4 ат. Потери от конденсации составляет, таким образом,  $1982 + 502,3 - 2432,3 = 52$  kg/h и удельное количество пара в конце впуска после потери всего перергента 0,979.

Здесь оказывается достаточным вести расчет для  $Q_{11}$ . Однако, не представляет трудности вставить предыдущее равенство в формулу для  $Q_{11}$  и  $Q_{12}$  и считать, пользуясь суммой этих величин. Точно так же определяем расход в 1153 kg/h при 10%. Для большей наполнения не следует принимать то же понижение температуры, как это, между прочим, делается. Точно так же легко оценить потерю в круглых числах, понижая ее с увеличением наполнения и доля повторно небольшое уменьшение, если теплотой представляется неправдоподобным. В виду недостаточности опытных данных, можно предварительно остановиться на том, что часовой величина теплообмена — одинакова, что достаточно точно при сделанном предположении для 200° С при 40% и 210° С при 50%.

Следующее сопоставление дает важнейшие употребленные при расчете числа, равно как и найденные величины расхода:

$\alpha_1$ . . . . .	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$F_1$ . . . . .	1,063	2,824	4,352	5,430	6,236
состояние пара . . . . .	влажное	влажное	100°	200°	210°
удельный вес $\gamma_1$ . . . . .	предвар.	5,96	5,929	5,739	5,567
27 ( $\alpha_1 + \alpha_0$ ) $\gamma_1 / P_1$ . . . . .	25,74	14,86	13,55	13,41	13,68
кратность I P. S. . . . .	50,53	163,74	243,7	304,1	352,0
даст $(G + G_0) x_1$ . . . . .	1532,0	2432,3	3301,7	4078,0	4815,4
или $G + G_0$ . . . . .					
$\gamma'$ . . . . .	3,2	3,25	3,30	3,35	3,40
$T_k$ . . . . .	1,723	1,748	1,774	1,799	1,824
27 $\cdot 0,19 \cdot \gamma_k / P_1$ . . . . .	8,32	3,07	2,09	1,70	1,49
кратность I P. S. дает					
$G_0$ kg/h . . . . .	495,0	502,3	509,5	516,7	523,9
конечное давление сжатия ат . . . . .	10,0	10,4	10,9	11,3	11,6
$u_0$ . . . . .	630,6	634,8	640,6	647,3	646,0
$G$ kg/h . . . . .	1153	1982	2792,2	3867,3	4291,4
$C_d$ $kg/l$ P. S. h . . . . .	19,37	12,14	11,46	11,72	12,20

При предотвращении пеллеобразования для наполнения в 0,1 и 0,2, выдвигат. давления 1,6 и 3 ат, мощность оказались равной 80,6 I P. S. и 168 I P. S. и так как для подсчитанного часового расхода ничто не изменяется, то получается  $C_d = 12,85$  и 11,8 kg/l P. S. h. Во всяком случае, вследствие обратного насыщения влажного пара из выхлопного паропровода, потеря от охлаждения может увеличиться.

Пример 3. Охлондрившая вертикальная машина с конденсацией, рабочее давление пара 10 ат, 280° С перед машиной. Диаметр цилиндра 600 мм, диаметр поршневого вклада с обеих сторон 160 мм, ход 800 мм, 150 обор./мин., мощность 141,3 P. S.

Температура пара достаточно высока для того, чтобы принять, что при 5%, в связи с высоким сжатием, включая и теплоотдачу крышкам, к концу впуска при среднем его давлении, можно еще располагать сухим паром. При 10% уменьшение температуры может быть оценено в 60° С и при больших наполнениях еще меньше, образуя пропорционально объемам наполнения. Прине сделанные предположения легко осуществимы. Данные предлагаемого примера по существу могут быть применены, если при наименьшем наполнении должны были быть приняты потери от конденсации.

Пар сжатия — пар в начале сухой, конечное давление получается по излопкему на стр. 536. При увеличивающемся наполнении конечная температура значительно возрастает против таковой же пара перед машиной.

Расчет дает следующие величины:

$\alpha_1$ . . . . .	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
$P_1$ . . . . .	1,810	2,840	3,624	4,256	4,710
I P. S. . . . .	255,7	401,3	512,1	601,4	685,5
принятое состояние пара и концу впуска . . . . .	сухое	220°	237°	247°	253°
удельный вес $\gamma_1$ . . . . .	5,018	4,502	4,223	4,230	4,17
27 ( $\alpha_1 + 0,025$ ) $\gamma_1 / P_1$ . . . . .	5,51	5,55	5,64	6,02	6,57
удельный вес пара сжатия $\gamma_k$ . . . . .	0,067	0,073	0,088	0,104	0,129
27 $\cdot 0,825 \gamma_k / P_1$ . . . . .	0,82	0,57	0,53	0,55	0,61
$C_d$ kg/l P. S. h . . . . .	4,79	4,79	5,11	5,47	5,96

Увеличение расхода при больших наполнениях усилено, в предположении возрастания противодействия (от 0,1 до 0,2), однако не поддается сомнению, что, при столь сильном повышающейся нагрузке машины, оно и будет, главным образом, иметь место. Высокий вакуум, как то позволяет установить рассмотренные опытные данные, не обуславливает увеличения потерь, отсюда расчетного уменьшения температуры в конце впуска.

Все подсчеты, касающиеся влияния различных температур перергента, следует проверить путем определения полученного сбережения в отношении расхода пара, расхода тепла и коэффициента полезного действия

В особенности хорошую помощь, благодаря своему непрерывному увеличению в пределах работы насыщенным паром и работы при высоких температурах, оказывает термодинамический коэффициент полезного действия при сравнении нагрузок с равными, по возможности, конечными давлениями. Вышеприведенные числовые значения достаточны для точного определения пограничных величин. В промежуток между ними, термодинамический коэффициент полезного действия при низких перегревах, вблизи границы насыщенного пара, улучшается приблизительно вдвое против его ухудшения при температурах свыше 300°С.

Следует иметь в виду, что, охотно применяемые на практике, данные относительно уменьшения расхода пара, напр. 0,1 кг на 7°С и т. п., только тогда дают верную картину, если при этом увеличивается большая температура перегретого пара.

В смысле экономичности нельзя говорить о постоянстве сбережения тепла. Уменьшение расхода пара на 0,1 кг/л P S h скажется в комбинат. машинах, в пределах первого увеличения температуры на 50°, уже при 5°, в пределах же последующего увеличения на 50°, требует последовательно около 8°, 12° и 16°. В общем, уменьшение расхода тепла на 1 P S h при равном возрастании температуры пара на 5° против тойковой же насыщенности, может быть оценено в 1%, 0,75% и 0,6% и 0,4%.

В ЦВД влияние перегрева может сказаться только при промежуточном перегреве, — в этом случае, при среднем давлении в ресивере (1,5 at abs при наполнении в 40—50%), 60°С оказываются достаточными для покрытия потери от охлаждения.

Совершенно очевидно, что промежуточный перегрев, если он производится рабочим паром перед входом в цилиндр, не дает того использования и отношения подвода тепла во время расширения, как при непосредственном присоединении пара к той же температуре в первом цилиндре. Поэтому отрывкой точкой дано определение его полезности является наличие некоторого уменьшения температур пара, выходящего из ЦВД машины. Основным условием при этом является недопустимость чрезмерного снижения температуры пара и выбрасывание конденсата, могущего образоваться в ресивере, в ЦВД. (У владельцев промежуточного перегрева см. в H. e. I. 113 в а, „Die Wärmeausnutzung der heutigen Kolbenampfmaschinen“, Z. d. V. d. I. 1911).

**3. Потеря от неплотности.** Приведенные в предыдущем оценки потери назначены со включением некоторой малой величины, выявляющейся в хорошо обслуживаемых машинах как потери от неплотности. Поэтому они не требуют дальнейших добавок. Однако, легко понять, что умеренная неплотность выпускного клапана, устанавливаемая помощью днаги расширения, легко может повысить расход пара на 0,25—0,5 кг/л P S h. Равно и неплотность поршни, напр. в стыках поршневых колец, что определяется по образованию зубцов в конце сжатия, может увеличить расход. Отсюда вытекает необходимость проверки плотности непосредственно паром. Снизание с этим недостатки следует устранять.

Для цилиндрических золотников безусловно рекомендуются у и а о т и н и ю щ и е кольца, хотя в небольших, сравнительно, конструкциях хорошие результаты получены и для тщательно отшлифованных цилиндрических золотников, если они продолжительно работают при одинаковой, приблизительно, температуре. При более сильном уменьшении они, однако, становятся неплотными и склонны к заеданию при возрастании температуры. Такие золотники после некоторого ремонта уже пропускают на 100% и более пара через неплотности. Безупречно выполненные цилиндрические золотники с приточенными кольцами по меньшей мере равноценны клапанам, превосходя их в присоединении к любой температуре пара. Клапаны, при изменении перегрева, временно становятся несколько неплотными или требуют подтяжки. Последняя в боль-

шинство случаев легко исполнима, нежелателен для цилиндрических золотников, которые, благодаря плохой смазке и износу при известных условиях находятся в крайне запущенном состоянии.

Если желательно предусмотреть подобные случаи, могущие иметь место в эксплуатации, то добавку  $C''$ , дающую  $X p z b a k o m$ , назначают в том смысле, что она в некоторой мере отличает рабочее состояние от испытанного. Эксплуатационный расход повышается кроме того вследствие нагревания машины и колебаний нагрузки (нарушение состояния равновесия). Разница легко достигает 10%, превосходя эту величину в неблагоприятных случаях.

**5. Полный расход.** Совместное действие всех составляющих дает расход на 1 l P S h  $C = C' + C'' + C'''$  мало различающийся в пределах употребительных наполнений: при более благоприятном наполнении он понижается на 0,1—0,2 кг l P S h против смежных, отнесенных к наполнениям большим или меньшим на 5—10%. Большие наполнения увеличивают расход пара, вследствие преобладания потери от несовершенного расширения.

В предложениях машиностроительных заводов можно найти примерно следующие данные о величинах расхода при различных наполнениях и состояниях пара, при чем часто вместо температуры перед машиной, при обогреваемых крышках дается температура «по измерению у цилиндра», что дает разницу в 25° до 40° и выше (при малых наполнениях и среднем перегреве).

Таблица 9. Расход пара в кг l P S h.

Одноцилиндровые машины без конденсационной установки для рабочего давления в H—12 at	наполн. в % . . . . .	10	15	20	25	30
	насыщ. пар . . . . .	9,0	8,8	9,1	9,5	9,9
	200°С . . . . .	7,5	7,3	7,1	7,7	8,1
Одноцилиндровые машины с конденсацией, обычной конструкции, в—10 at	наполн. в % . . . . .	6,9	6,7	6,8	7,1	7,6
	насыщ. пар . . . . .	7	10	15	20	—
	26°С . . . . .	7,4	7,6	7,9	8,3	—
Комбинат. машины с конденсацией H—12 at	наполн. в % . . . . .	6,0	5,9	6,1	6,4	—
	насыщ. пар . . . . .	5,4	5,3	5,5	5,9	—
	100°С . . . . .	15	20	25	30	35
Комбинат. машины с конденсацией H—12 at	наполн. в % . . . . .	5,5	5,6	5,8	6,0	6,3
	насыщ. пар . . . . .	4,9	4,7	4,8	5,0	5,3
	300°С . . . . .	4,6	4,3	4,4	4,5	4,8

Значения пригодны для больших конструкций; для малых машин увеличение составляет 0,6%. При теплоте вбр. в ватной воде (об этом охлаждение) предусматривается добавка к крит. в мер. в 0,1 кг l P S h или 0,01 кг на каждый 1°С свыше 10°С. Для температур ниже 16°С добавка не требуется.

#### д) Исслед. ватне и по балансу тепла.

**Количество тепла.** Непосредственно из полного расхода  $C_l$  в кг l P S h путем умножения его на теплоемкость пара перед машиной определяется количество тепла  $C_{it}$ , потраченное в паре на 1 l P S h, обозначившееся до сих пор расходом тепла, отнесенным к питательной воде при 0°С. Таким образом, помимо указания расхода тепла, отнесенного к истинной или принятой температуре питательной воды, следует составлять расход тепла именно относительно этой действительной температуры. Последняя, особыми мероприятиями (отбор пара), иногда может быть повышена за счет рабочего процесса.

Таким образом, определяющий в первую очередь качество машины, расход тепла выражается количеством его, подведенным в рабочий паре



(теплосодержание последнего), за вычетом теплоты жидкости, заключенной в питательной воде, полученной от машины, и увеличенным на те количества тепла, что были дополнительно подведены во время рабочего процесса (так, напр., промежуточный перегрев).

**Коэффициент полезного действия.** Механическая работа, измеренная в тепловых единицах, в отношении к расходу тепла дает величину термического коэффициента полезного действия. Последний требует точного указания относительно измерения механической работы (эффективная мощность, индикаторная мощность в поршневых машинах, на валу, на окружности колеса в паровых турбинах). Рациональнее всего представляется обозначение помощью особого указателя:

$$\eta_{те} = 632 : Q_{сг} \quad \eta_{л} = 632 : Q_{л}$$

Сравнение действительного рабочего процесса пара с идеальным имеет лишь второстепенный практический интерес, и только тогда может быть использовано для оценки действительной машины, если идеальный процесс является тем пределом, к которому стремится самый рабочий процесс. Этот идеальный процесс должен быть выбран достаточно простым. Последнее в особенности имеет место в процессе Клаузиуса — Ранкина, в котором пар расширяется адиабатически и „полностью“, без потерь, т. е. до противодействия. Принятием этого идеального процесса обуславливается подвод тепла при высшей температуре процесса.

Начальным давлением пара выбирается то, что принимается как давление рассматриваемого количества рабочего пара при равномерном движении перед выпуском. Противодействием в процессе Клаузиуса — Ранкина, для машины с конденсацией, выбирается давление, отвечающее температуре отводимого конденсата при поверхностной конденсации или охлаждающей воды при смешивающей —, на основании уравнения постоянства для водяного пара.

Мощность действительной машины в отношении к мощности совершенной машины — или, обратно, расход последней к расходу действительной — дает величину, обозначаемую термодинамическим коэффициентом полезного действия,  $\eta_{та}$ . Этот, неправильно образованный, термин должен был бы заменяться „коэффициентом полезного действия цикла Клаузиуса“ или „коэффициентом полезного действия цикла Клаузиуса — Ранкина“  $\eta_{елк}$ . (Предложение ученого комитета VDI).

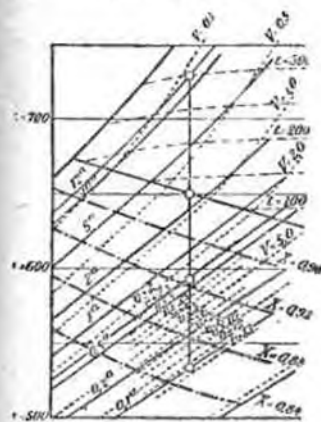
Количество тепла, представляющееся использованным в совершенной машине, устанавливается по энтропийной диаграмме путем проведения вертикали от начального состояния пара (давления и температура перед машиной) до давления нижнего предела, соответственно адиабатическому расширению. В  $I-S$  диаграмме Молье <sup>1)</sup> (фиг. 784) отстояние этих точек непосредственно измерится в масштабе тепловых единиц; в  $S-T$  диаграмме (фиг. 785) отчитывают теплосодержание начального и конечного состояний по соответственным линиям и затем вычисляют разницу.

<sup>1)</sup> Ср. также т. I, отд. Теплота, стр. 524 и 525.

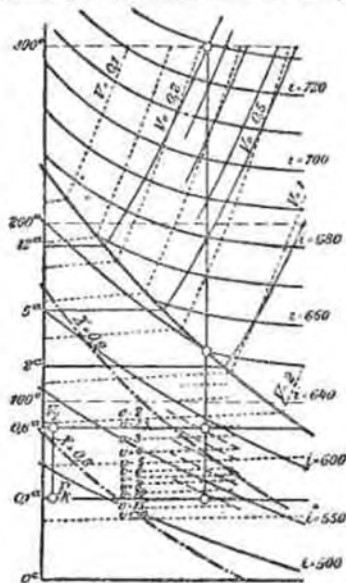
Если на 1 кг пара при полном его расширении, напр., с 12 ат abs и 300° С до 0,1 ат используется 195 ккал, то расход пара совершенной машиной будет  $632,3 : 195 = 3,242$  кг/л P. S. h. Если действительный расход 4,6 кг, то  $\eta_{елк} = \eta_{та} = 3,242 : 4,6 = 0,705$ .

Работа пара в совершенной машине служит основанием для так называемого теплового анализа, при котором, по возможности, определяется потеря. Сумма этих последних деловится термодинамический коэффициент полезного действия до 1.

Из имеющихся потерь в первую очередь приходится считаться с потерей от несовершенного расширения, ибо ее тепловая величина уже больше не подводится ни к одному из последующих процессов в рассматриваемом цилиндре. Таким образом, она является основным признаком, отличающим поршневую машину от турбины.



Фиг. 784.



Фиг. 785.

Потери от несовершенного расширения определяют из действительного конечного состояния, ему соответствующего. При этом следует помнить, что конечный объем равен соответственному объему цилиндра + объем вредного пространства, что эквивалентно количеству пара состоит из рабочего пара и пара сжатия (в комбинд-машинах — пара ЦИД); этих достаточно точно определяется состояние пара. Величину потерь легко установить из энтропийной диаграммы.

На фиг. 785 приведен пример для  $S-T$ -диаграммы, на фиг. 784 для  $I-S$ -диаграммы (ср. т. I, стр. 524—525). Последняя применима лишь в том случае, если она имеет также линии удельных объемов.

Если  $p_2$  — конечное давление несовершенного расширения,  $p_k$  — давление в конденсаторе, то  $h_2 - h_k$  выражает работу и калориях для полного расширения и совершенного расширения ниже конечного давления. Выполняется только работа полного давления ( $p_2 - p_k$ )  $V_2 \cdot 10000/427$  ккал, причём  $p_2$  и  $p_k$  в ат и  $V_2$  в м<sup>3</sup>.

Между тем, конечное состояние не то, что определялось при нахождении термодинамического коэффициента полезного действия, если адиабатическое расширение было доведено, например, до 0,6 ат. В особенности, при адиабатическом паре и, главным образом, в комбинд-машинах конечный объем и ЦИД может содержать пар гораздо большей влажности, нежели то являло бы место при адиабатическом расширении. Поэтому следовало бы



особо вычислять объем приходящий на 1 кг, ибо конечный объем цилиндра, вместе с вращаем пространством, заключает в себе количество пара  $G + G_0$  (в компаунд-машинах  $G_0$  определяется по диаграмме ЦВД) и объем  $F(s + \varepsilon_0 s)$ . Если  $G + G_0$  подсчитано для одного хода поршня, то

$$V_2 = \frac{F(s + \varepsilon_0 s)}{G + G_0} \text{ м}^3.$$

Потери от несовершенного расширения определяется, таким образом, на отмеченных величинах  $i_2 - i_k - (p_2 - p_k) V_2 \cdot 10000/427 = 26,9 \text{ kcal/kg}$ , в то время, как потери по вертикали от начального состояния равнялись 23 kcal/kg.

Потери от несовершенного расширения для совершенной машины предвещающего примера равны:

при конечном давлении . . . . .	0,4	0,6	0,8	1,0 at
в среднем . . . . .	9	15	19	22%

В действительной машине потери могут быть и меньше. Таким образом, делая сравнения с каким-либо совершенным процессом расширения, вытекающим лишь из количества рабочего пара, ошибочно.

Следующая непосредственная тепловая потеря является причиной разницы давлений в цилиндре (противодавление в диаграмме) и конденсаторе на пути поршня от перемычки хода и до начала сжатия. Между прочим, сумма обеих вышеупомянутых потерь в калориях вместе с тепловой величиной индикаторной работы вычитается из используемого при совершенном расширении количества тепла, а остаток получает обозначение „остаточной потери“. Эта последняя представляет собой суммарный результат прочих потерь: дросселирования во время выпуска, теплообмена, от несовершенного расширения в ЦВД, утечки между цилиндрами и лубрикационный. Эти потери снова отдают отвечающее им количество тепла последующим процессам, причем тепло это частично используется. Поэтому их не следует суммировать с предыдущими потерями.

При исследованиях, заключающихся ЦВД, следует иметь в виду, что тепло  $Q_N$  подведенного и иску рабочего пара уменьшилось, против выходящего при выпуске в ЦВД и отложения теплового эквивалента мощности  $N_{IH}$  ЦВД и это потерю от дымовых газов  $Q_{dH}$  и, наоборот, увеличилось, благодаря имеющемуся обогреванию корпуса ЦВД и ресивера, на  $Q_{MH}$ :

$$Q_N = Q - 632,3 N_{IH} - Q_{dH} + Q_{MH}.$$

Следующая таблица дает общий обзор величин расхода очень хороших машин и соответственных термических и термодинамических коэффициентов полезного действия.

Относительно последующих особых вопросов нет еще общепризнанного мнения:

1. **Обогрев корпуса и ресивера** (промежуточный перегрев). До сих пор от применявшегося для обогрева пара требовалось не же качества, как, если он должен был бы работать по процессу Клаузуса-Ранкина на то же противодавление, как и сама машина.

$$\eta_{CIR} \text{ или } \eta_{td} = \frac{\Delta T_d}{G(i - i_k) + G_m(t_m - t_{km})}$$

Это мнение не учитывает того обстоятельства, что при процессе Клаузуса-Ранкина рабочее тело остается в виде воды при отвечающей производственной температуре насыщения, в то время, как обогрев паром пар дает конденсат со значн. елькой большей тепловой жидкости. По таблицам Knoblich, Kaiser и Hausen при

давление пара в . . . . .	5	10	20	30	60	at
теплосодержанию $\eta'$ . . . . .	636,4	662,5	666,2	666,8	665,2	kcal/kg
теплота жидкости . . . . .	152,3	181,4	215,9	230,3	236,2	kcal/kg
или в % от $\eta'$ . . . . .	23,2	27,4	32,4	36,9	33,0	

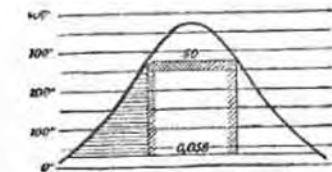
Обогревающий пар столь высокого давления уже применен в промежуточном перегреве В. Шмидта (Z. d. V. d. I. 1922) и едва ли может оставаться без внимания в отношении чистоты жидкости. Для этого может быть произведена подкачка, если применить к обогреваемому пару круговой шкив Кварно. В этом последнем (использованном в Стодэке в S-T-диаграмме, фиг. 786) отпадая тепла при постоянном проп. движении продолжается лишь до момента достижения адiabатическим сжатием выработанной пограни-

Таблица 10. РАСХОД ТЕПЛА.

Термодинамическая машина	Функциональный процесс	Среднее давление пара	М А Ш И Н А	Давление выпуска ат	Расход пара кг/л P, S, h	Расход тепла kcal/l P, S, h	Термический коэффициент полезного действия	Термодинамический коэффициент полезного действия $\eta_{CIR}$	Подогрев воды возможен ли	Сила 90° С,	30 и до 45° С в зависимости от вакуума	30—40° С; отбором пара из ресивера 60—100 С,	40—50° С; отбором пара из ресивера в 5-ловых машинах.
Паросильный пар . . . . .	10—12	10—8,5	6670—5680	0,055—0,110	0,046—0,716	0,110—0,140	0,768—0,810	Сила 90° С,	30 и до 45° С в зависимости от вакуума	30—40° С; отбором пара из ресивера 60—100 С,	40—50° С; отбором пара из ресивера в 5-ловых машинах.		
Перегрев 300—350° С.	8—10	7,25—6	5300—4650	0,119—0,140	0,768—0,810	0,127—0,158	0,530—0,577						
Насыщенный пар . . . . .	10—12	7,5—6,5 b)	5000—4000	0,166—0,186	0,636—0,674	0,127—0,172	0,530—0,666						
Перегрев 300—350° С.	8—12	5,2—4,5 b)	3800—3400	0,166—0,186	0,636—0,674	0,127—0,172	0,530—0,666						
Насыщенный пар . . . . .	8—12	7,5—5,5	5000—3700	0,127—0,172	0,530—0,666	0,147—0,164	0,571—0,661						
Перегрев 270° С . . . . .	12—15	6—4,8	4300—3400	0,147—0,164	0,571—0,661	0,173—0,199	0,652—0,722						
Перегрев 300—350° С.	12—15	5—4,2	3600—3200	0,173—0,199	0,652—0,722	0,158—0,185	0,566—0,638						
Насыщенный пар . . . . .	12—15	6—5,1	4000—3400	0,158—0,185	0,566—0,638	0,177—0,197	0,667—0,715						
Перегрев 270° С . . . . .	12—15	5—4,5	3600—3200	0,177—0,197	0,667—0,715	0,192—0,209	0,714—0,731						
Перегрев 300—350° С.	12—15	4,5—4	3300—3000	0,192—0,209	0,714—0,731								

) Давление величин сведены только в термодинамических машинах.

ной кривой при температуре впуска, т. е. получается вода второй же температуры. При этом работу здесь оказывает живая сила, весила талочка по циклу Клаузиуса—Ранкина, на величину затравочной площади; она составляет  $Q_{in}(T_1 - T_2) : T_1$  и, напр., между 60 ат и 0,04 ат противодавления,  $379 \cdot (547,42 - 301,73) : 547,42 = 170,1$  kcal/kg; сравнительно с этим по циклу Клаузиуса—Ранкина на 1 kg пара переходит в работу 241 kcal.



Фиг. 786

После основного предположения в цикле Клаузиуса—Ранкина, что все тепло подводится при высоких температурах, что, разумеется, распространяется на количество пара, действительно вступающего в цилиндр, — представляется более правильным прибавить к рабочему пару тепло, подведенное, при всяких условиях, и в паре какого-либо качества или в газе, как если бы оно было отапно этим последним перед машиной. Примеры (Дёрфоль, Techn. Blätter 1916) показывают, что при этом получаются почти те же мощности, как и при существовавшем доселе расчете с совершенными машинами<sup>4</sup>. Зато, при этом строго учитывается, возвращаемая в конденсате обогревающего пара, теплота жидкости, и расчет оказывается широко применимым.

**2. Учет неполноты расширения.** Результатом данных, приведенных в дополнении к журналу 1896 г., для исследования поршневых паровых машин, было развито так называемого цикла V. d. L., в котором адиабатическое расширение рабочего пара производилось при действительной степени расширения обычной машины. Недостатки этого предположения потребовали многих изменений; расширение было ограничено тем же конечным давлением, так и в действительной машине (Кейт и н), другими же исследованиями—равным рабочим объемом.

Расчеты этого рода предназначены исключительно для поршневых паровых машин, потому оказываются неверными, если не родятся на действительные объемы величин машины, с полным количеством пара (рабочий пар и пар сжатия) и с учетом всех подведенных количеств тепла. Это возмещение опирается на Клаузиуса (Abhandlungen über die mechanische Wärmetheorie, Braunschweig 1864; Abhandlung V, Dampfmaschinen theorie), который одновременно подробно излагает как процесс совершенной машины (стр. 178), так и машины с предельным пространством и несовершенным расширением (стр. 188 до 229).

Наиболее интересный предельный случай, к которому, при высоком перегреве, приближается поршневая паровая машина до малых  $\eta_0$  в отношении мощности и расхода, — будет тот, что достигли и свободной от учета пара и тепла и от дросселирования машины, — предположение, которое уже было введено Клаузиусом.

Исследование должно исходить из того, что вступающий пар смешивается во свободном пространстве с уже имеющимся там паром. Анализ впуска приводит к калориметрическому расчету (стр. 580) с той разницей, что  $Q_{in}$  отпадает и что к концу впуска достигается идеальный объемный литраж  $V_0 + V_{(i)}$ , при котором существует полное среднее давление впуска (перед машиной) и выливается полное количество пара. Таким образом

$$G + G_{in} = (G + G_0) \cdot i_0 + \Delta P \cdot V_{(i)},$$

что, после простого преобразования, если вообразить сжатие продолжающимся (по изотропной диаграмме) до давления впуска, при котором достигается теплоемкость  $i_0$  (i), — дает

$$G + G_0 \cdot i_0 + \Delta P \cdot V_{(i)} = (G + G_0) \cdot i_0.$$

$\Delta P \cdot V_{(i)}$  — тепловая величина не произведенной работы при продолжении линии сжатия между этой последней и начальной ординатой. Большой частью ею можно пренебречь.

Эти путем находят  $i_0$  и начальный объем при данном давлении перед машиной, после чего можно нанести адиабату расширения до конца хода; при этом пользуются

<sup>4</sup>) Doerfel, „Über die Berechnung des Gütegrades der Dampfmaschinen“, Prager, Technische Blätter 1916 (Calvesche Buchhandlung)

моментом расширения, определяемым из изотропной диаграммы. Рабочая площадь сравнимого процесса ограничена адиабатой на верхней конечной точке сжатия и давлением впуска или — в конденсаторе.

То же рассуждение можно аналогично применить и к комбаунд-машинам, причем для каждого последующего цилиндра целесообразно вводить соответственный объем пара сжатия и подведенное благодаря ему тепло (фиг. 787).

Таким образом, можно получить коэффициент полезного действия каждого цилиндра по отдельности и одновременно таковой для всей машины. Условленный этим путем коэффициент полезного действия сводится на место применявшейся доселе степени полноты расширения (различия в показателях), представляя при этом несравнимо более ценное орудие исследования, применяя и в качестве масштаба фактическую предельную мощность.

Коэффициент полезного действия для машин с конденсацией обычной конструкции редко свыше 75% машин без конденсации и комбаунд достигает при насыщенный паре 80% при умеренном перегреве возрастает до 85 (-90%) при перегреве свыше 280° и до 90 (-85%)

Цилиндры с впуском через прорезы (прямочные) и одиночку или в качестве ЦВД комбаунд-машины достигают и лучших результатов при высоком вакууме. Цифры, приведенные в скобках, характеризуют очень хорошие исполнения. Определение коэффициента полезного действия пригодно и в случае промежуточного отбора пара или — перегрева.



Фиг. 787.

## е) Использование отработанного пара и промежуточный отбор.

**Аккумулятор пара.** Для повышения экономичности работы машин с прерывистым родом работы в горно- и металлургических заводах, отработанный пар используется по предложению Рато в турбине с конденсацией, при чем неравномерность в подаче пара должна выравниваться выключаемым паровым аккумулятором. В качестве таковых обычно применялись аккумуляторы Рато прежде с железной массой, затем только с водяным объемом, приходящим в сильное колебание в некоторых конструкциях. Далее колоколообразные аккумуляторы системы Valcke-Haglé и других, с подвижными, выполненными в виде газовых колоколов, вместилищами (Thyssen) и, в качестве простейшего исполнения, неподвижные вместилища соответственной величины с умеренным изменением давления, например, Estner-Ladewig (MAN). Давление пара лишь немного превышает атмосферное; разрежения избегают, дабы предотвратить попадание воздуха, а также и из соображений прочности.

Совершенно различно работают аккумуляторы Рутса, использующие большие перепады давления для принятия пар отдачи больших количеств пара и выравнивающие нагрузку котлов при сильно колеблющемся расходе пара. Эти аккумуляторы обыкновенно включаются между двух сетей давления и не имеют задачей использовать промежуточный перепад. Для использования последнего существуют значительно большие выгоды и возможности применения.

Использование отработанного пара для нагревания, получения горячей воды, варки, выпаривания и других производственных надобностей

имеет большое экономическое значение, вследствие использования скрытой теплоты отработавшего пара, которая иначе теряется. Оно может быть осуществлено, при известных обстоятельствах, путем малого увеличения противодействия при работе без конденсации и с таковой. Если цели использования требуют существенного повышения противодействия, то следует установить, насколько оттого увеличится расход при одной и той же мощности, и возможно ли использовать отработавший пар полностью или в большей части<sup>1)</sup>. Если последнее не имеет места, то мощность машины может быть приспособлена к потреблению пара, недостающая же энергия должна быть получена иным путем. Иначе это можно осуществить в устройстве, где либо один из цилиндров двойной машины, либо одна сторона одноцилиндровой машины работает с повышенным противодействием, при чем стенки наполнения устанавливаются пружинным клапаном или иным подобным приспособлением, находящимся под воздействием давления отработавшего пара, в зависимости от его истечения, и в то время как другая сторона управляема спрессованным регулятором, поддерживающим число оборотов, доставляя нехватящую мощность.

В компаунд-машинах выполняемых и таких случаях в виде тандем, можно отбирать «лом котушный пар» из ресивера, для какой-либо цели, необходимое его давление поддерживается приблизительно неизменным, путем соответственного регулирования наполнения ЦИД. Для этого равным образом служат пружинные регуляторы и действующие подобным же образом приспособления, работающие в зависимости от давления в ресивере или на месте потягивания. При переустройстве старых машин, передаточный механизм в переносе бы увеличения давления в ресивере у поршня ЦИД, или где трудно переставлять парораспределение ЦИД, — пользуются дифференциальным клапаном (дроссельный вентиль или заслонка), повышающим давление в ресивере и снижающим давление пара в ЦИД. Наполнение ЦИД большей частью регулируется регулятором скорости, но и здесь возможны иные комбинации. Если, вследствие слишком малой нагрузки ЦИД, в ресивере не поступает достаточного количества пара, то начинает действовать вентиль на паропроводе свежего пара, перепускающий пар из котла в нагревательную сеть.

ЦИД, в соответствии с отбираемым количеством пара, должен быть выбран так, чтобы сдвинуть большие наполнения (вследствие регулирования и предотвращения больших перепадов давления, т. е. потерь от несовершенного расширения в ЦИД) не имели бы места. При слишком малых наполнениях, вследствие расширения, идет еще давление в ресивере, возникает потеря работы (векторобразованно в диаграмме), для уменьшения которой служат мероприятия, упомянутые на стр. 524. Во многих случаях оказывается недостаточным отрегулировать парораспределение на избыточное предварение выпуска, или сдвигать пальцевый эксцентрик с плоским регулятором, дабы получить возрастающее предварение выпуска при малых наполнениях (аналогично, как при расширении с простым всасыванием). В последнем случае рекомендуется не делать малого вредного пространства, дабы могло быть использовано и перемешное сжатие.

При малых наполнениях ЦИД работает с большими потерями от охлаждения, поэтому Ebergé предложил выбирать его меньшим по размеру ( $v = 1,5 - 2$ , если имеет место постоянный отбор пара, при этом для сверхпреодоляющей работы без отбора могут быть получены еще более приемлемые соотношения. При повышенном давлении отбираемого пара однако необходимо выбирать объемное соотношение между 1 : 2 и до 1 : 3.

Применение паровой рубашки вряд ли может служить для уменьшения потерь от охлаждения ЦИД, ибо расход пара от этого становится слишком большим. Выгоднее было бы применить в ЦИД выпуск через прорезы (примоточная машина) и промежуточный перегрев. Последний отвечает от вступавшего в машину высоконагретого пара относительно небольшой перегрев, ибо речь идет о значительно меньшем переиспользованном количестве пара. Само собой разумеется, что вторичный паронагреватель следует помещать после места отбора пара, между ним и ЦИД.

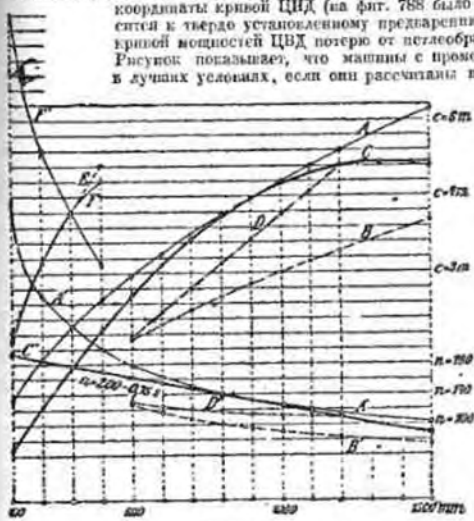
Удобный обзор относительно влияния различных факторов на мощность и отбираемое количество пара дан на фиг. 788. Для ЦИД подсчитывают, как для одноцилиндровой машины с высоким (заданным) противодействием, индикаторную мощность и расход для различных наполнений, равно как и часовой расход на 1 P. S. h, включая и соответственно оцененные потери. Равно и для ЦИД подсчитывают часовой расход, руководствуясь давлением в ресивере как давлением выпуска, для всей применимой области наполнений. Здесь отсчитывают по абсциссе расход пара (абсолютный в kg/h), мощности в 1 P. S. ЦИД вверх, и таконие ЦИД вниз.

Если отбор пара не имеет места, то некоторая вертикаль дает суммарную мощность обоих цилиндров, соответственные наполнения и, в пересечении с абсциссой, расход пара. Для определенной мощности (ордината) и заданного отбора пара в kg/h (абсцисса) вычерчивают прямоугольник на прозрачной бумаге и передвиганием находят соответственные наполнения и мощности. Изменение величины цилиндра выражается пропорциональным изменением масштаба. При изменении отношения цилиндров (пропорционально) только

координаты кривой ЦИД (на фиг. 788 было правдо 1 : 2). Изображение относится к твердо установленному предварению выпуска, поэтому показывает кривые мощностей ЦИД потерю от негелеобразования при малых наполнениях. Рисунок показывает, что машины с промежуточным отбором пара находятся в лучших условиях, если они рассчитаны на высокие приведенные давления.

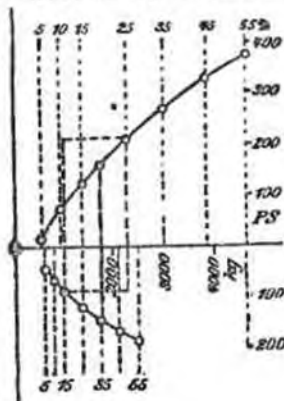
#### г) Выбор скорости поршня.

Скорость поршня ( $c$  в m/sec) выбирается по эмпирическим правилам, зависящим от конструкции парораспределения, назначения и условий обслуживания машины. Употребительные величины указывают постоянное возрастание применения сравнительно короткого хода и высокого числа оборотов; они усматриваются из соотношения либо между скоростью поршня и ходом, либо между числом оборотов и ним же, как то избралено на фиг. 789 линиями A



Фиг. 7.9.

до E для скорости поршня и A' до E' для числа оборотов при ходе поршня, отложенном по абсциссе.



Фиг. 783.

<sup>1)</sup> Ср. см. „Sparweise Wärmewirtschaft“, Heft 2 (1), где также очень подробно рассмотрен вопрос о перерасходе пара при использовании отработавшего пара или промежуточном отборе. Berlin, 1920, J. Springer.



Относительно давления сил инерции от переменного движущихся масс см. отдел Детали машины стр. 118 в стр. 333. С повышением рабочих давлений увеличиваются также и скорости поршня, однако при этом, по которым  $\sigma$  расширяется в зависимости от соответствующего давления пара, не могут считаться руководящими. ЦВД паровых машин с многими кривошипами должны от холостого хода и до полной нагрузки работать с совершенно различными, часто очень малыми давлениями в респере; равным образом невозможно заставить машины или медленнее, если им, например, приходится работать с более низким давлением, вследствие использования старой котельной установки, или, без конденсации, вместе таковой. Само собой разумеется, что работу масс надо по возможности проверить расчетом.

1. Формула Вернера  $c = 4,2 \sqrt{s}$  по современным исполнениям пригодна для работы без и с конденсацией, однако, для небольших машин с клапаным парораспределением дает слишком большие числа оборотов, для больших ходов несколько высокие скорости поршня, достижимые только в быстроходных машинах для прокатных стоек (линия А).

2. Формула Вернера  $c = 3 \sqrt{s}$ , предназначенная первоначально для работы без конденсации, уже преизойдена, пригодна только для машин с плоскими золотниками, или для крайне осторожного расчета, в виду плохого обслуживания.

3.  $n = 200 - 75s$  откуда  $c = (200/30)s - 2,5s^2$ , приблизительно отвечает успешным исполнениям, при чем  $c$  достигает наивысшей величины, которой в дальнейшем можно придерживаться. Применимость к различным исполнениям достигается изменением постоянных (линия С).

4.  $c = 0,55 + 3,2s$  приблизительно отвечает клапаным распределениям с расцеплением, для которых число оборотов ограничивает скорость поршня для малых машин (линия D).

5.  $c = 7 \sqrt{s}$  пригодна для быстроходных машин (E), по в здесь для наименьших и наибольших машин применимы несколько меньшие величины  $c$ , так, напр., линия F (заменяющая) по исполнению A. Borsig, Berlin—Tegel.

Во всех случаях ход выбирается по известной полезности моделей, равно как и фиксируются или округляются, смотря по надобности, числа оборотов, напр., привода генератора трехфазного тока.

#### г) Соотношение между ходом и диаметром.

За последние годы, вследствие применения высоких давлений пара и чисел оборотов, обуславливающих возможность получения любой желаемой скорости поршня, пользуются сравнительно коротким ходом, хотя различные преимущества длинного хода хорошо известны. Последние отступают, вследствие необходимости возможно лучше поддерживать поршень сильными штоками. С другой стороны, уменьшаются также и термические недостатки при коротком ходе относительно действия вредных поверхностей, вследствие чрезвычайного уменьшения теплообмена при перегретом паре. Положительным свойством короткого хода является и то, что продольное удлинение от нагревания и перемены давления имеет вобольшее значение и что более короткий ход машины дешевле.

Поэтому и в горизонтальных машинах часто встречается ЦВД с внутренними диаметрами, большими половинными хода, ЦВД с диаметрами, большими хода. В приточных машинах отношение диаметра к ходу 6:10 до 8:10. В вертикальных машинах уже раньше было обычным делать это отношение в ЦВД большей частью 1:1, т. е. ход, равный диаметру, а в ЦВД—соответственно до 2:1. Вертикальные

машины с высокими цилиндрами можно встретить лишь в виде исключения. Определенные соотношения не могут быть установлены уже потому, что конструкции большинства машиностроительных выводов для данного хода дают различные внутренние диаметры цилиндров.

h) Механический коэффициент полезного действия, сопротивляющиеся холостого хода, добавочное трение.

Механический коэффициент полезного действия нормально нагруженных машин возрастает с их величиной. Если его выразить в % от нормальной мощности, то формула для него, при нормальном исполнении поршня и передаточного механизма, при подшипниках с белым металлом и с тщательной смазкой, имеет вид:

$$A + B \sqrt{N_d/c} \text{ или } A + B'd \sqrt{V_{pi}}$$

(первый, с применением введенной Храбаком величины  $N_d/c$ , замененной здесь через  $N_d/c$ ). Эти формулы, таким образом, применимы как для одноцилиндровых, так и для многоцилиндровых машин, ибо последние при нормальной мощности имеют меньше приведенные наклоны, а при равной мощности — несколько более тонкие валы и цапфы, что, можно полагать, компенсирует большее трение поршня.

Поставленные формулы в приподнятой таблице означены так, что они отвечают результатам гидрирования новых конструкций; величины, данные для работы с конденсацией, пригодны и для таковых—машин и для больших машин зрелого расширения с вращающимися массами, требующимися при перемещении включении, нужными, однако, в исключительных случаях, в дальнейшем уменьшении. В малых быстроходных машинах без конденсации, напротив применяемых парораспределением с высокой скоростью, встречаются в лучшем виде, благодаря хорошему выполнению и смазке под давлением.

В основные таблицы 11 вложены следующие формулы:

$$\text{для машин без конденсации} \dots \eta = 88 + 0,33 \cdot \sqrt{N_d/c},$$

$$\text{с конденсацией с приводом}$$

$$\text{к воздушному насосу} \dots \eta = 85 + 0,40 \cdot \sqrt{N_d/c},$$

$$\text{в \% от индикаторной нормальной мощности.}$$

Таблица 11. Механический коэффициент полезного действия, сопротивление холостого хода и добавочное трение.

$N_d/c$	$\sqrt{N_d/c}$	Работа без конденсации					Работа с конденсацией						
		$\eta$	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_d}{c}$	Сопротивление холостого хода $\xi_0$	$\xi_p$	$\mu$	$\eta$	$\frac{1}{\eta}$	$\frac{N_d}{c}$	$\xi_0$	$\xi_p$	$\mu$
5	2,24	88,7	1,13	4,44	6,35	1,93	2,18	85,9	1,16	4,30	12,20	1,55	2,15
10	3,16	89,0	1,12	8,90	9,05	1,90	2,16	86,3	1,16	8,63	11,96	1,78	2,06
20	4,47	89,5	1,12	17,9	8,66	1,86	2,08	86,8	1,15	17,4	11,92	1,69	1,94
30	5,48	89,8	1,11	26,9	8,36	1,84	2,04	87,2	1,15	26,2	11,19	1,62	1,85
40	6,32	90,1	1,10	36,03	8,10	1,81	2,01	87,5	1,14	39,0	10,91	1,56	1,78
50	7,07	90,3	1,107	45,2	7,88	1,79	1,98	87,8	1,14	43,9	10,67	1,51	1,71
60	7,75	90,6	1,104	54,3	7,68	1,77	1,96	88,1	1,14	52,9	10,44	1,46	1,66
70	8,37	90,7	1,103	63,5	7,59	1,75	1,93	88,3	1,13	61,8	10,24	1,42	1,60
80	8,94	90,9	1,102	72,8	7,52	1,73	1,90	88,5	1,13	70,9	10,05	1,38	1,55
90	9,49	91,1	1,097	82,0	7,45	1,72	1,88	88,8	1,13	79,9	9,87	1,34	1,51
100	10	91,3	1,095	91,3	7,09	1,70	1,86	89,0	1,12	89,0	9,70	1,30	1,46
200	14,1	92,7	1,079	185,3	5,77	1,58	1,70	90,6	1,10	181,3	8,25	1,01	1,12
300	17,3	93,7	1,067	281,0	4,80	1,48	1,58	91,9	1,09	275,8	7,28	0,70	0,86
400	20	94,6	1,057	378,0	4,00	1,40	1,48	93,0	1,08	372,0	6,40	0,60	0,65



При суждении следует иметь в виду, что при обычных высоких давлениях пара выполнение более тонких цилиндров при работе без конденсации едва ли имеет смысл, т.-е., что размеры цилиндров и подшипников различных моделей одной и той же фабрики расходятся в значительно большей мере, чем то требовалось бы для одной и той же надежности.

Сопротивление холостого хода  $\xi_0$  может быть, приблизительно, выражено помощью аналогичной обоснованной формулы:

$$\begin{aligned} \text{для машин без конденсации } \xi_0 &= 10 - 0,30 \sqrt{N_d/c}, \\ \text{в } \% \text{ от индикаторной нормальной мощности.} \\ \text{с конденсацией } \xi_0 &= 13 - 0,33 \sqrt{N_d/c}, \end{aligned}$$

Определение работы холостого хода дает только тогда пригодные значения, если машина равномерно прогреется и хорошо смазывается; поэтому индикаторные холостого хода могут быть предприняты только через несколько часов работы (с нагрузкой), при этом не должно долго длиться, так как иначе трение поршня может возрасти, вследствие недостаточного распределения смазки и цилиндров. Отсюда могут получиться несколько несущественные значения. Таким образом, обнаруживается некоторое увеличение работы холостого хода, если парораспределение отрегулировано на большие сжатия, откуда возникают большие напряжения в подшипниках перед и во время перехода кривошипа мертвой точки.

Когда скоро не γίνεται в виду доказать приспособленность машины для работы на дюймов, причем следует определять работу холостого хода при открытом запорном вентиле, было бы, собственно говоря, правильнее определять ее при значительно пониженном давлении пара.

Относительно расчетов длинны по исследованию работы холостого хода сравня Врангер, Z. d. V. d. I. 1897, стр. 1340, относительно воздушных сопротивлений для малых колес Otto H. Mueller, Z. d. V. d. I. 1888, стр. 233, и E. Heinrich, Z. d. V. d. I. 1913, стр. 190.

Добавочное трение отвечает повышенной работе трения в передаточном механизме, вследствие передаваемых сил, поэтому сравнительно легче всего поддается расчетам. При небольших коэффициентах трения правильно рассчитанных и смазываемых подшипников белого металла и валазанных цилиндров кривошипа, величина его не превышает 2% в малых машинах и понижается с возрастанием величины машины и многоцилиндровой конструкции так сильно, что часто и вообще может быть упущена из расчета, если трение холостого хода было принято достаточно большим. В табл. 11 оно приводится выраженной в %  $\xi_2$  от индикаторной нормальной мощности в величинах, дополняющих сумму коэффициента полезного действия и сопротивление холостого хода до 100.

Величины эти:

$$\begin{aligned} \text{для работы без конденсации } \xi_2 &= 2 - 0,03 \sqrt{N_d/c}, \\ \text{для работы с конденсацией } \xi_2 &= 2 - 0,07 \sqrt{N_d/c}. \end{aligned}$$

Отсюда явствует, что большие машины с конденсацией обладают преимуществом перед комманд-машинами. Употребительные доселе значения  $\mu$  в % от эффективной мощности  $N_e$  получаются от деления  $\mu = \xi_2/\eta$ .

Те же величины для машин без конденсации составляют  $\mu$ , приблизительно,  $\mu = 2,3 - 1,2 d$  и для машин с конденсацией  $\mu = 2,3 - 0,9 d$ , где  $d$  — диаметр последнего цилиндра в м.

Сопоставление этих данных с вышеприведенными не вполне точное, ибо выражения эти составлены в стремлении к наибольшей простоте; однако различия, вследствие малости всей величины для расчета, незначительны.

Добавочное трение, строго говоря, не пропорционально полезной мощности, так как предполагается изменение наполнения; и так, меньшее наполнение отвечает сравнительно большему, преобладающему при полном давлении (и давлении сжатия), нулю по округности цилиндра. Поэтому коэффициент добавочного трения в машинах без конденсации, являющийся преимущественно одноцилиндровыми машинами, должен приниматься несколько большим, т.-е. меньше сниженным, чем для машин с конденсацией.

В пределах различных нагрузок одной и той же машины меньшим коэффициентом должен отвечать больший коэффициент добавочного трения, чем то принято для нормальной мощности.

## В. Парораспределение.

### а) Общие требования.

1. Проходные сечения каналов и окон. Дросселирование т.-е. заметное снижение давления пара при прохождении какого-либо канала, для давлений от 8 до 15 ат имеет место при скоростях пара в 100 и до 70 м/сек (Гутермут)<sup>1)</sup>, для более высоких давлений при меньших, а при перегреве — при больших скоростях, возрастает с увеличением длины каналов. Поэтому последние, по возможности, короче; если пренебречь изменением объема пара перед и за каналом и конечной длиной шатуна, то:

$$fw = Fv = Fc \sin \alpha,$$

где:  $f$  — сечение канала в см<sup>2</sup>,  $v$  — скорость поршня в м/сек,  $F$  — площадь поршня в см<sup>2</sup>,  $c$  — угловая скорость кривошипа в м/сек,  $w$  — скорость пара в м/сек,  $\alpha$  — угол кривошипа

Изменение объема является результатом уменьшения давления, конденсации пара при впуске, или дополнительного испарения при выпуске. При начале выпуска доминируют иные обстоятельства, нежели сжатие объема поршнем, ибо в выпускном канале возникают сравнительно большие изменения давления. Характер кривой выпуска может быть достаточно точно определен расчетом, как адиабатическое истечение при изменяющемся проходном сечении. Сечение каналов  $f$  постоянно, при закрытии парораспределительных органов — поременно. Если последнее на середине поршня открыто, то там  $fw = Fc \approx 1,6 Fv_m$ , где  $v_m = \pi s/30 =$  — средней скорости поршня при 5-кратной длине шатуна. Тогда соответственная величина  $f = 1,6 Fv_m/w = Fv_m/w'$ . При равной отсечке (впуск, фиг. 795, 796) дросселирование время от времени неизбежно, тогда наибольшее достигнутое сечение окна большей частью равно или меньше сечения канала; время дросселирования должно быть, по возможности, мало.

Таблица 12. Значения вспомогательных величин  $w'$  в м/сек.

Род парораспределения	$w'$	П Р И М Е Ч А Н И Я
Плоский золотник	40	Экономить в величине, в виду трения золотника, ширина каналов от 0,6 до 0,8 диаметра поршня, наименьшие длины каналов по условиям изготовления.
Цилиндрический золотник	25—35 40—50 30, 35, 40 60, 45 65, 50	Для стационарных быстроходных машин, для паровозов, для ЦВ, ЦСД и ЦНД судовых машин, для впуска и выпуска в ЦНД грузоподъемных машин, то же для ЦНД.
Поперечный золотник	40	Шатун каналов 0,8—1,1 диаметра поршня.
Двухседельный клапан	25—35 20—30 30—40 20—35	Впуск в ЦВЗ выпуск из ЦНД   Отнесенная к номинальному сечению $d^2/4$ , свободное впуск в ЦНД   проходное сечение 0,65—0,75 от него. выпуск из ЦНД

Везде меншии цифры для малых, — большие для больших машин и перегревов.

<sup>1)</sup> Mitt Forschungsarb. d. V. d. I., Heft 13.

Дальнейшие требования к органам парораспределения: плотность, нечувствительность к высоким температурам, доступность, легкость обработки, малое трение.

**2. Общее устройство органов парораспределения, вредное пространство.** Объем  $v$ , в особенности, поверхность вредного пространства, по возможности, делать малыми, за исключением тех случаев, где по роду распределения неизбежна высокая степень сжатия. Так как сечения между местом отсечки и полостью цилиндра определены через  $w'$ , то первое должно лежать, по возможности, близко к цилиндру. В этом промежутке каналы не должны быть велики, истечение пара, равно и после выпуска, должно протекать без помех. Дроселирование в сечении выпускного канала должно длиться лишь очень короткое время. поэтому следует стремиться к быстрой отсечке. Для клапанов это ограничивается ударом при посадке на опорные поверхности, поэтому замедление должно производиться незадолго до последней (стр. 5 2).

Водоотделители перед цилиндрами служат как паросборники, паропроводы от них к цилиндрам несколько больше, чем каналы в них, т. е. больше, чем паропровод от котла. Выпускные каналы в горизонтальных машинах должны обеспечивать самостоятельный отвод воды из цилиндра. Величина вредного пространства растет со скоростью поршня  $v_m$  и уменьшается при возрастающей величине цилиндра. Если  $l$  — средняя длина протекания пара между отсечкой и цилиндром,  $\sigma$  — зазор между поршнем и крышкой,  $s$  — ход поршня, то отношение вредного пространства к рабочему объему, проходимому поршнем,

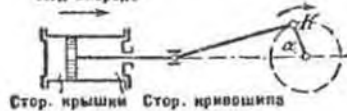
$$\frac{l \cdot v_m / w' + \sigma}{s}$$

Плотность отсечки лучше всего в клапанах, где она также может быть восстановлена шлифованием, далее в цилиндрических золотниках с шлифованными кольцами и в поворотных — для низких давлений. Шлифованные цилиндрические золотники без колец вполне плотны при небольших размерах, высоком числе оборотов и вертикальном расположении. Изменения, вследствие разности давлений и температур, должны быть, по возможности, ограничены.

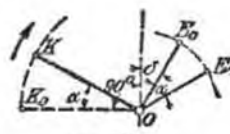
### б) Простые золотниковые парораспределения.

$\alpha$  — угол кривошипа  $K_0OK$  (фиг. 791),  
 $\xi$  — путь золотника, измеренный от мертвой точки.

Ход вперед



Фиг. 793.



Фиг. 791.

$R$  — радиус кривошипа в см, т. е.  $2R = s =$  ходу поршня,  
 $\xi$  — путь золотника, измеренный от среднего его положения,  
 $e$  — перекрытие выпуска — удалению отсечкающей кромки золотника и его средним положением от переключенного края канала для выпуска пара,  
 $f$  — перекрытие выпуска — как и в предыдущем, для выпуска пара, может так же быть отрицательной; однако в абсолютном значении  $e > f$ , иначе пространство золотниковой коробки и выпускной канал периодически связываются.  
 $\sigma$  — отверстие канала:  
 для выпуска:  $\sigma = \xi - e$ ,  
 для выпуска:  $\sigma = \xi - f$ .

Если для некоторого угла кривошипа  $\alpha$  канал должен быть открыт или закрыт золотником, то для выпуска должно быть:  $\sigma = \xi - e = 0$ , т. е.  $\xi = e$ ; а для выпуска:  $\sigma = \xi - f = 0$ , т. е.  $\xi = f$ .

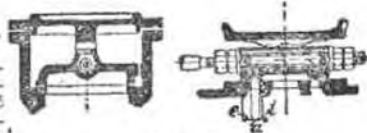
Далее,  $r$  — радиусное опережение — открытие канала для мертвого положения кривошипа ( $\alpha = 0$ ), для выпуска будет:  $r_p = \xi_0 - e$ , для выпуска:  $r_a = \xi_0 - f$ .

$a$  — длина канала (фиг. 792).

$b$  — ширина канала.

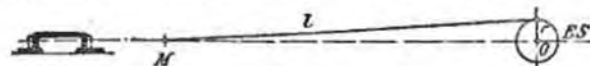
$r$  — эксцентриситет, т. е.  $2r =$  всему ходу золотника.

$\delta$  — угол опережения, эксцентрик опережает нормаль к среднему направлению эксцентриковой тяги на  $\delta$  при  $\alpha = 0$ .  $\delta$  может быть отрицательным (угол запаздывания), например, при расширительных эксцентриках некоторых парораспределений с двойными золотниками. В остальном см. стр. 576 (изменение золотникового привода).  
 $\sigma$  — толщина перегородки (не менее  $\sigma = 0,5 a + 10$  мм).



Фиг. 792.

**1. Золотниковая диаграмма для простого коромыслового золотника.** Если направление движения золотника совпадает со средним направлением эксцентриковой тяги, т. е. если ось золотникового штока проходит через центр вала (фиг. 793), то ход золотника равен  $2r$ .



Фиг. 793.



Фиг. 794.

Если, однако, среднее направление золотниковой тяги  $ES$  образует с направлением пути золотника угол  $\beta$  (фиг. 794), то ход его более  $2r$ , а именно, приблизительно

$$2r' = 2r \sqrt{1 + (e^2 / f^2)} = 2r : \cos \beta.$$

В этом случае активный угол опережения  $\delta$  следует опять-таки относить к нормали к среднему направлению эксцентриковой тяги. Иногда, как, напр., в кулачных парораспределениях, угол  $\delta$  измеряется от нормали к линии пути золотника; в этом случае активный угол следует определять особо.

На последующих фигурах означают:  $VE$  — начало предварения выпуска, т. е. начало открытия выпускного канала, при  $\xi = e$ .

$E$  — начало расширения, т. е. закрытие выпускного канала, опять-таки при  $\xi = e$ .

$VA$  — начало предварения выпуска, т. е. начало открытия выпускного канала при  $\xi = f$ .

$C$  — начало сжатия, т. е. закрытие выпускного канала, снова при  $\xi = f$ .

Значок  $A$  относится к стороне крышки, значок  $e$  к стороне кривошипа (фиг. 790).

Построение золотниковой диаграммы для предпологаемого парораспределения.

Золотниковая диаграмма Рело-Мюллера (фиг. 797). Вычерчивают „золотниковый круг“ предварительного произвольного радиуса (удобнее 5 ст, дабы

тогда же отсчитывать пути поршня в сотых долях), проводят горизонтальную диаметр  $KK$ , изображающий линию пути поршня и наносят на нем точку, отвечающую желаемой отсечке  $E'$ . Чтобы тогда же учесть конечную длину крышки, эту точку, помощью кругового шаблона  $E'E_h$ , радиуса, равного длине шагуна (большой частью  $5R$ ), следует перенести на золотниковый круг, чем определяется точка  $E_h$ . Взяв точку  $VE'$  предварення выпуска (сзади мало, спереди больше, обычно не свыше  $1\frac{1}{2}\%$ ), можно получить на круге дугу выпуска  $VE_h$  до  $E_h$ . Хорда этой дуги перпендикулярна к направлению золотниковой тяги, определяем тем самым угол опережения  $\delta (=) \angle MOK$ , если  $MM$  параллельно  $VE_h$  до  $E_h$ , далее, для бесконечно длинной золотниковой тяги, перекрышу выпуска  $e$  и все открытие канала ( $r - e$ ), позволяющее точно установить правильный масштаб диаграммы.

При наполнении около 50% получается достаточное открытие, если спереди будет выдержано  $b(r - e) = Fv_m : 40$ .

Если канал подсчитан по формуле  $f = Fv_m : 40 = ab$ , то при этом спереди он открывается полностью, сзади же на величину разности перекрыш меньше. Отсюда задний перекрыш выберете настолько больше, чтобы выравнять приблизительно половину разницы в наполнении, вызываемую конечной длиной шагуна. Поэтому наполнение сзади следует назначать на 5% больше, чем спереди, для средних степеней наполнения. Проведенная линия, параллельной  $MM$ , через полученную таким образом точку отсечки  $E_0$  определяется также и опережение выпуска на другой стороне цилиндра. Большее дросселирование пара, происходящее на стороне крышки, вследствие большей скорости поршня и меньшего открытия на этой стороне во время выпуска, — одинаково выравнивает наполнение в отношении к линии расширения. Некоторые улучшения достигаются путем перестановки золотника, согласно показанным индикаторных диаграмм. Действительное наполнение, отвечающее равнозначущей мгновенной отсечке для этой линии расширения, при заданных условиях открытия каналов, находится на 10—15% позади (фиг. 795). Длительность дросселирования по индикаторной диаграмме равна, примерно, двойной величине.

Для определения момента открытия выпускного канала откладывают перекрышу выпуска  $i$  с противоположной стороны от  $O$ , если она положительна, и с той же стороны, если она отрицательна, но направлению тяги эксцентрика, откуда проводят хорду  $VA_h$  до  $C_h$  параллельно к  $MM$ .  $VA_h$  дает начало выпуска (предварение выпуска),  $C_h$  — его конец или начало сжатия. Дуги  $VA_h$  до  $VA'$  и  $C_h$  до  $C'$  определяют эти же величины в сотых долях пути поршня. Для удобства измерения служат также дуги  $LL$ , описанные радиусом, равным длине шагуна, для двух крайних положений.

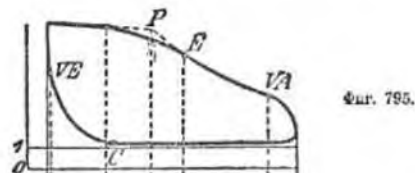
Коль скоро при учете всех упомянутых обстоятельств дросселирования пара определится парораспределение выпуска, имеется еще свобода в выборе большей величины предварення выпуска за счет сжатия, или наоборот.

В одноцилиндровых машинах без конденсации, или в ЦД и ЦСД многоцилиндровых машинах, сжатие большей частью фиксировано в узких пределах вредным пространством. При этом получаются также сплюснутые отрицательные перекрыши выпуска (напр., в паровозных распределениях). Следует иметь в виду, что сжатию предшествует дросселирование выпу-

скаемого пара, повышающее начальное давление сжатия. Равным образом, в машинах с конденсацией (ЦД с золотниковым распределением) стремится к отрицательным перекрышам, ради получения своевременных предваренных выпуска (в быстродходных машинах 20—25%).

Выравнивание влияния конечной длины шагуна требует на стороне крышки меньшую перекрышу перекрышу выпуска. Если, поэтому, золотник выполнен симметрично, то смещение его по направлению к крышке уравнивает как наполнение, так и сжатие, обуславливая, наоборот, различные предварення выпуска и выпуска. Соображения относительно конечной длины эксцентриковой тяги и переменного ее направления см. стр. 577.

**Золотниковая диаграмма Цейнера** используется для построения координаты (фиг. 798). Вычерчивают круг радиусом в 5 см и наносят, как и прежде, линию пути поршня и дугу кривошипа  $LL$ , а равно, в соответствии со сделанными замечаниями, радиусы для начала выпуска и расширения. Разделяем пополам угол, заключенный между  $VE_h - O - E_h$ , он разделится положение эксцентриситета  $OM$ , дающее угол опережения  $\delta$  с прямой, перпендикулярной к  $KK$ . На этом радиусе лежит центр, проходящего через  $O$ , цейнерского золотникового круга, вычерчиваемого предварительно дие-



Зад. Передн.



Зад. Передн.



Для отриц.

метром в 5 ст. Прямая, проведенная к линии пути поршня под углом кривошипа  $\alpha$ , образует на этом круге хорду

$$OP = r \cdot \sin(\alpha + \delta) = \xi,$$

т.е. соответственный путь золотника. Открытие начинается в точке, определяемой откладыванием в обратную сторону перекрыши выпуска, равной радиусу круга, проходящего через точку пересечения дейперонского круга с линией  $O - VE_h$ , описанного из центра  $O$ . Из наибольшего открытия  $(r - e)$  получаются, как и раньше, соответственные масштабы фигуры в действительные величины  $a$ ,  $e$  и  $r$  (стр. 571).

Для передвижений золотника по другую сторону от среднего положения вычерчивается второй золотниковый круг, центр которого лежит на той же линии, но в противоположном направлении; этот круг с помощью перекрыши выпуска  $i$  можно аналогично использовать для определения парораспределения выпуска. Если  $i$  — отрицательно, то начало и конец выпуска лежат на прямых, фиксируемых пересечениями круга  $i$  с первым золотниковым кругом. В таком случае величины  $i$  прибавляются к отрезкам прямым, проведенным из  $O$ . Для большей наглядности отрезки  $i$  могут быть также радиально прибавлены к длине окружности второго золотникового круга (фиг. 798). Вторым золотниковым кругом можно также пользоваться для илденения наполнения на другой стороне цилиндра при соответственном  $e$ ; в этом случае для определения пути поршня снова служат дуги  $LL$ , проведенные радиусами, равными длине шатуна.

Цейперовской диаграммой особенно удобно пользоваться для рассмотрения различных наполнений при востонных перекрышах (механизмы для перемены хода, переставляемые эксцентрики для плоских регуляторов), а равно и для парораспределений двойными золотниками.

### Золотниковый эллипс.

Золотниковый эллипс (фиг. 796) непригоден для проектирования парораспределения и служит лишь для наглядного представления соотношения величин открытия. По абсциссе откладываются пути поршня, а по ординате — пути золотника  $\xi$ , заметаемые из диаграммы Мюллера или Цейнера. Перекрыши вычерчиваются параллельно линии пути поршня на расстояниях  $e$  и  $i$  от последних. Эллипс открытий окон в особенности удобен для определения дросселирования пара, а равно и для представления соотношений закрытия в распределителях клапанных и поворотных золотников при переменной передаче (катицелсы рычаги, кулаки, диски Корзисса и т. д.) (стр. 600—601).

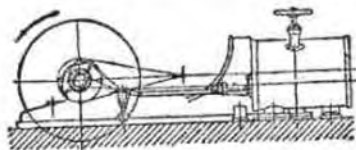
Для учета конечной длины шатуна в диаграммах, служит таблица углов кривошипа (стр. 578).

2. Изменения золотникового привода. Предыдущие рассуждения относятся, в первую очередь, к изображенному на фиг. 792, так назыв., парораспределению наружными гранями. Для цилиндрических золотников, где отпадает приятие золотника к золотниковому зеркулу давлением пара, применяется, преимущественно, распределение внутренними гранями, при котором впуск происходит в середине золотника, а, следовательно, золотниковая коробка закрывается отработанным паром (фиг. 808). Парораспределение внутренними гранями требует, таким образом, дви-

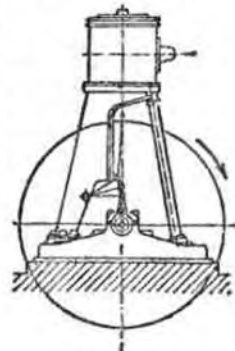
жения в обратном направлении; в то время, как при распределении наружными гранями эксцентрик опережает кривошип на  $(90 - \beta + \delta)$ , при распределении внутренними — смещен на  $180^\circ$  и поэтому отстает от кривошипа на  $(90 + \beta - \delta)$ .

При короткой эксцентриковой тяге нельзя пренебречь ее конечной длиной. Поэтому, в диаграмме Рело-Мюллера (фиг. 797) вместо хорд  $VE - E$  и  $VA - C$  следует провести дуги радиуса  $l$ , соответственно длине эксцентриковой тяги, определяющие величины  $e$ ,  $i$  и  $a$ . При распределении наружными гранями открытие впускного окна на стороне крышки от того еще уменьшается, что является неблагоприятным, а потому применение здесь коротких эксцентриковых тяг — ошибочно. В противоположность этому, при распределении внутренними гранями открытие впускного окна на стороне крышки увеличивается, поэтому короткие эксцентриковые тяги оказываются здесь выгодными. Вследствие устройства паровых каналов в нижней точке цилиндра, золотниковая тяга в горизонтальных машинах, большей частью, находится значительно ниже центра вала; поэтому при короткой эксцентриковой тяге выясняется необходимость применения многоколенчатого привода со вставкой промежуточного рычага. На фиг. 799 изображено положение колена отсечки. Различной длиной последнего можно достичь выравнивания открытий окон.

Дальнейшее усовершенствование в выравнивании наполнений осуществляется соответственным положением передаточного коромысла по Дёрфелю (фиг. 800). При данном



фиг. 799.



фиг. 800.

направлении вращения здесь не используется также перемена в передвижении эксцентрика во время хода. Если  $\lambda_e$  — отношение радиуса эксцентрика к длине эксцентриковой тяги,  $\lambda$  — отношение длины кривошипа к длине шатуна, то для совершенного выравнивания наполнений по Grassmannу<sup>1)</sup> следует:  $1 : \lambda_e = 1,4 \cdot (1 : \lambda)$ . Для приблизительно равных количеств пара на обеих сторонах цилиндра должно быть  $1 : \lambda_e \approx (1,5 \text{ до } 1,6) \cdot (1 : \lambda)$ , в виду меньшего времени наполнения на стороне крышки.

Если передача производится рычагом с плечами различной длины, то следует учитывать характер этой передачи, равно как и влияние несовершенства шарниров (стр. 601).

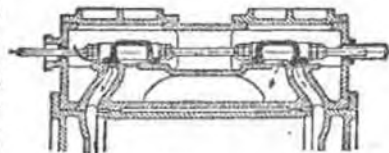
<sup>1)</sup> Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, 4 Aufl., Berlin 1924, J. Springer, S. 671.



Путь $\gamma$ по окружности	Спереди				Сзади					
	Угол кривизны		Путь $\gamma$ по окружности		Угол кривизны		Путь $\gamma$ по окружности			
$\lambda = 1,5$	$\alpha$	$\gamma$	$\alpha$	$\gamma$	$\lambda = 1,5$	$\alpha$	$\gamma$	$\alpha$	$\gamma$	
0,5	9	3,44	9,06	51	96,52	1	90,87	0,5	7,24	16
1	12	49 10	12,82	52	97 59 34	97,69	1	10	23 56	10,48
1,5	15	42 18	15,71	53	99 7 3	99,12	1,5	12	51 5	12,85
2	18	8 25	18,14	54	100 14 29	100,24	2	14	51 18	14,86
2,5	20	17 16	20,29	55	101 21 54	101,30	2,5	16	37 33	16,63
3	22	13 52	22,23	56	102 29 20	102,49	3	18	13 55	18,23
4	25	41 13	25,69	57	103 36 48	103,61	4	21	5 49	21,10
5	28	44 16	28,74	58	104 44 21	104,74	5	23	38 14	23,64
6	31	30 7	31,50	59	105 52 0	105,87	6	25	56 57	25,66
7	34	2 59	34,05	60	106 59 46	107,00	7	28	5 20	28,09
8	36	25 37	36,43	61	108 7 43	108,15	8	30	5 38	30,00
9	38	39 54	38,67	62	109 15 51	109,26	9	31	59 23	31,99
10	40	47 13	40,79	63	110 24 13	110,40	10	33	47 41	33,79
11	42	48 39	42,81	64	111 32 51	111,53	11	35	31 25	35,52
12	44	44 59	44,75	65	112 41 47	112,70	12	37	11 13	37,19
13	46	36 53	46,61	66	113 51 4	113,85	13	38	47 37	38,79
14	48	24 52	48,41	67	115 0 43	115,01	14	40	21 2	40,35
15	50	9 22	50,16	68	116 10 48	116,18	15	41	51 49	41,80
16	51	50 45	51,85	69	117 21 21	117,36	16	43	20 15	43,34
17	53	29 20	53,49	70	118 32 25	118,54	17	44	46 36	44,78
18	55	5 23	55,06	71	119 44 3	119,73	18	46	11 4	46,18
19	56	39 6	56,65	72	120 56 19	120,94	19	47	33 50	47,56
20	58	10 43	58,18	73	122 9 15	122,11	20	48	55 4	48,92
21	59	40 23	59,67	74	123 22 55	123,32	21	50	14 54	50,25
22	61	8 17	61,14	75	124 37 25	124,62	22	51	33 28	51,56
23	62	34 31	62,58	76	125 52 47	125,88	23	52	50 52	52,85
24	63	59 14	63,99	77	127 9 8	127,19	24	54	7 13	54,12
25	65	22 32	65,38	78	128 26 32	128,44	25	55	22 35	55,38
26	66	44 32	66,74	79	129 45 6	129,75	26	56	37 5	56,62
27	68	5 19	68,09	80	131 4 56	131,03	27	57	50 45	57,85
28	69	24 58	69,42	81	132 26 10	132,44	28	59	3 41	59,06
29	70	43 33	70,73	82	133 48 56	133,89	29	60	15 57	60,27
30	72	1 10	72,02	83	135 13 24	135,28	30	61	27 35	61,46
31	73	17 51	73,30	84	136 39 45	136,66	31	62	38 39	62,64
32	74	33 41	74,56	85	138 8 11	138,14	32	63	49 12	63,82
33	75	48 43	75,81	86	139 38 58	139,65	33	64	59 17	64,99
34	77	3 0	77,15	87	141 12 23	141,21	34	66	8 56	66,15
35	78	16 35	78,28	88	142 48 47	142,81	35	67	18 13	67,30
36	79	29 31	79,49	89	144 28 35	144,4	36	68	27 9	68,45
37	80	41 51	80,70	90	146 12 19	146,21	37	69	35 47	69,60
38	81	53 38	81,99	91	148 0 37	148,01	38	70	44 9	70,74
39	83	4 53	83,08	92	149 24 22	149,91	39	71	52 17	71,87
40	84	15 39	84,26	93	151 54 40	151,91	40	73	0 14	73,00
41	85	26 58	85,43	94	154 3 3	154,05	41	74	8 0	74,15
42	86	35 53	86,60	95	156 21 46	156,36	42	75	15 39	75,26
43	87	45 26	87,76	96	158 54 11	158,90	43	76	23 12	76,39
44	88	54 37	88,91	97	161 48 5	161,77	44	77	30 40	77,51
45	90	3 30	90,06	98	165 8 42	165,14	45	78	38 6	78,64
46	91	12 7	91,20	99	169 31 4	169,52	46	79	45 31	79,76
47	92	20 28	92,34	100	180 0 0	180,00	47	80	52 57	80,85
48	93	28 37	93,48				48	82	0 26	82,01
49	94	36 34	94,61				49	83	7 59	83,13
50	95	44 31	95,74				50	84	15 39	84,26

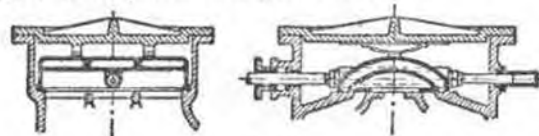
\* Эта таблица подсчитана инж. Carl Wada, Вена. <sup>1)</sup> Относительный.

3. Видоизменение простого золотника. а) Разделенный золотник (фиг. 801) уменьшает вредное пространство и трение золотника; однако, размеры и поверхность охлаждения золотниковой коробки становятся значительно большими, нежели для простого золотника. Для сохранения ровных рабочих поверхностей во время работы необходимо, чтобы поверхность соприкосновения золотника на стороне выпуска была бы выбрана такой величины, чтобы нагрузка от давления пара оказывалась по возможности, центральной. Этой конструкции обычно предпочитают разделенные поворотные золотники или клапаны.



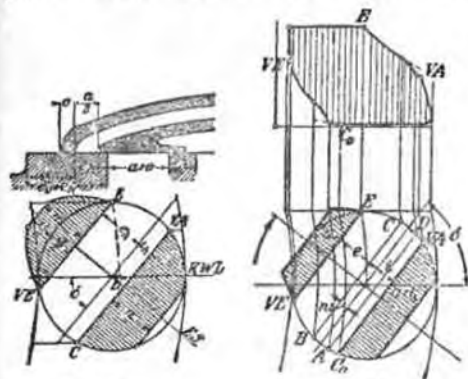
Фиг. 801.

б) Органы парораспределения с многократным открытием каналов имеют целью достичь более быстрого открывания и отсечки, уменьшая одновременно ход золотника и размеры наружного парораспределения; с этим связано также уменьшение трения золотника.



Фиг. 802.

Золотник Трика с каналом (фиг. 802) дает двойное открытие впускного канала посредством вспомогательного канала, путем притекания пара с другой стороны.

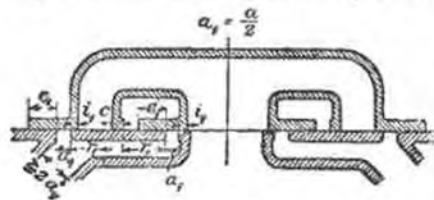


Фиг. 803.

Фиг. 804.

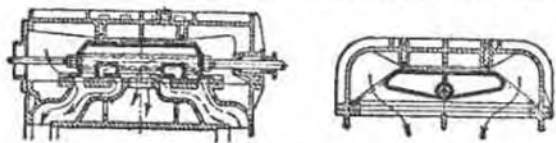
Открытие этого канала происходит благодаря соскальзыванию с золотникового зеркала. Если  $c$  — ширина протеска, то для вычисленной ширины края  $A$ , канал в золотниковом зеркале цилиндра должен иметь ширину  $a + c$ . В золотниковой диаграмме Ре-ло-Мюллера (фиг. 803) открыты окна золотником между  $VE$  в  $E$  следует откладывать двойно. Если для малых напоров требуется сравнительное увеличение открытия впускного канала, то не следует упускать из виду, что здесь открытие впускного канала определяет масштаб диа-

граммы. Если, напротив, дело идет лишь о быстром закрытии впускного канала для уменьшения дросселирования пара, то размеры сохраняются те же, что и для простого корыччатого золотника, в результате чего получается диаграмма (фиг. 804). Увеличением канала Трика свыше  $a/2$  при малом ходе поршни может иметь место соприкосновение между обеими сторонами цилиндра, а тем самым и уравнивание давлений расширяющегося и сжатого пара. Это может быть выгодно в цилиндрах с переменным давлением выпуска (ЦСД и ЦПД, регулирование дросселированием), далее, в машинах с конденсацией, в особенности, если они предполагаются также для работы без нее. Фиг. 804 дает рабочую диаграмму шара для этого случая. Дальнейшим усовершенствованием этого золотника с перепуском является золотник Вейса<sup>1)</sup>, дающий двойное открытие и для выпуска, однако, имеющий двойные размеры.



Фиг. 805.

Золотник Пеппа (фиг. 804 и 805, см. также Судовые машины) дает двойное открытие как для впуска, так и для выпуска. В золотниковой диаграмме для обычного корыччатого золотника величины  $a$ ,  $e$  и  $i$  заменяются шириной канала  $a_1 = a/2$  и перекрышами  $e_1$  и  $i_1$  одиночной золотниковой лопы. Масштаб, как и ранее, определяется соответственно



Фиг. 806.

вычисленной ширины канала  $a_1$ . Золотник Пеппа может быть также предусмотрен с каналом Трика, дабы получить трехкратное открытие впускного канала при двойном открытии выпускного. Большие исполнения часто снабжаются приспособлениями для разгрузки золотника, в вертикальных машинах — разгрузочные поршни для уменьшения нагружающего эксцентрик веса. При проектировании следует следить за тем, чтобы каналы не были сужены сходящимися гранями золотника.

с) Для получения быстрого падения давления при начале выпуска служит перепускание пара на другую сторону цилиндра по Вейсу<sup>1)</sup>.

д) Разгруженные золотники. Для уменьшения трения золотника и давления на единицу площадь трущихся поверхностей, давление пара, нагружающее золотник, полностью или частично уравнивается. На основании опытных данных можно считать давление на сопряжениях

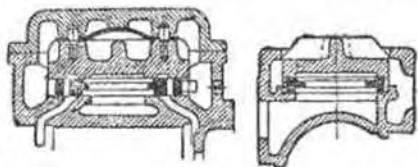
поверхности не свыше  $20 \text{ kg/cm}^2$  при пренебрежении некоторым противодействующим давлением между ними.

Золотник с нагруженной скользящей поверхностью (фиг. 806). Разгружаемая поверхность большей частью выполняется круглообразно, укладываемое кольцо прижимается к ней пружинами, допускающими также отжимание золотника. Разгружаемое пространство сообщается с наружной средой паропроводной трубой или конденсатором лучше всего помощью особой, снабженной пробным краном, трубы, так как непосредственное соединение с выхлопным пространством золотника не дает возможности обнаружить неполадки.

Большинство конструкций не оказалось безупречным в работе.

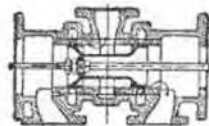
Рамный или открытый золотник (фиг. 807) разгружается помощью прижимаемой планки. Она должна быть достаточно прочна для того, чтобы сохранить в паре свою поверхность скольжения.

Лучше всего прижимать ее пружинами от крышки золотниковой коробки к соответствующим выступам золотникового зеркала, так что золотник, будучи вполне точно прижат, скользит между плоскостями скольжения, без помехи к отжиманию золотника в случае скопления воды в цилиндре или высокой степени сжатия. Необходимо следить за тем, чтобы в концах хода золотника оставалась еще достаточная поверхность уплотнения.

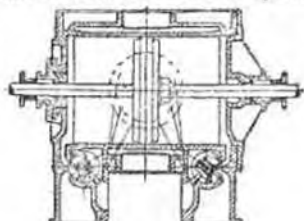


Фиг. 807.

Цилиндрические золотники (фиг. 808) могут выполняться с поршневыми кольцами или без них. Следует обращать особое внимание на изменение формы при перегретом паре, а также на очень точное выравнивание. Так как золотник не может отойти от зеркала, то на цилиндре следует рекомендовать предохранительные клапаны. Часто применяются особые золотниковые втулки, соединительные патрубки которых заходят в каналы с выточкой или наклоном.



Фиг. 808.



Фиг. 809.

Принциповые золотники следует рассматривать так же, как и плоские, т.е. что они могут свободно передвигаться в своей камере, ибо последняя сама дает направление. Напротив, цилиндрические золотники с кольцами должны быть жестко связаны с сальными штоками, дабы обеспечить полную разгрузку<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> W e i s s, Kondensation, 2 Aufl., Berlin, J. Springer, стр. 211.

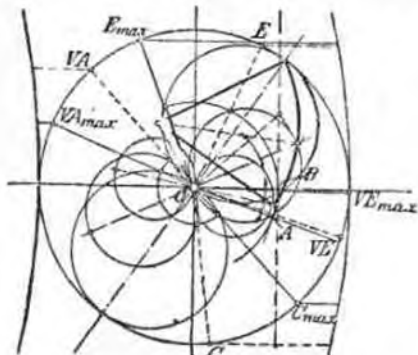
<sup>1)</sup> Becker, Z. d. V. d. I. 1913, стр. 184.

е) Поворотный золотник (фиг. 809) применяется в случае цилиндрической формы поверхности скольжения, при чем движение золотника переходит в колебательное вращение. Для больших махлы чаще всего при меняют 4 поровня действующие поворотные золотника (фиг. 861).

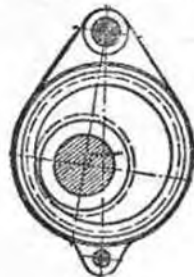
### е) Расширительные парораспределения.

Простой коробчатый золотник при неизменном расширении применяется для наименьших наполнений в 40—45%, при чем уже имеют место большие перекрытия впуска, а тем самым, при плоских золотниках, сравнительно большое трение. Для малых наполнений приходится допускать либо увеличенное скатие (однозолотниковое расширительное парораспределение), или изыскивать особые приспособления (парораспределения двойными золотниками).

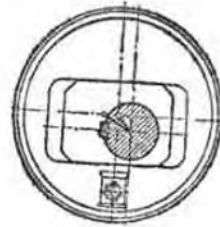
1. Однозолотниковые расширительные парораспределения требуют одновременного изменения хода золотника и угла опережения соответственной переставкой центра эксцентрика на так называемой кривой центров золотниковых кругов. Так как переставляемые части вращаются вместе с валом, то воздействие на них проще всего производится помощью осевого регулятора. Эксцентрик поворачивается вокруг второго, неизменно связанного с валом эксцентрикового диска (фиг. 810) или вокруг неко-



Фиг. 810.



Фиг. 811



Фиг. 812.

торой вставившей точки подвеса (фиг. 811), сдвигается прямолинейно (фиг. 812) или каким-либо иным путем, например, поворотом сдвигающего на валу эксцентрика внутри, соответственным образом подвешенного, парораспределительного эксцентрика, чем уменьшается влияяе эксцентрикового трения на регулятор.

Исследование парораспределения здесь проще всего произвести помощью Цейлеровской диаграммы (фиг. 810). Постоянное двукратное опережение впуска обуславливает прохождение кривой центров в виде прямой

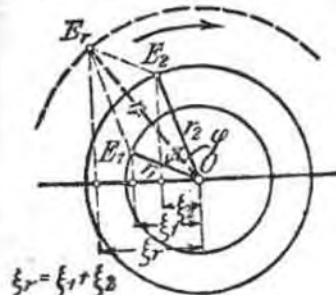
перпендикулярно к направлению эксцентриковой тяги. Прямая линия центров, равно, как и американская, вогнутая кривая центров (фиг. 811), часто применяемая для вверчивонных регуляторов, имеют недостатком сравнительно большой ход золотника при больших наполнениях и слишком малые открытия окон при малых наполнениях. Равно и выравнивание наполнений лучше при вынуклой линии центров, в особенности для малых наполнений. Для совершенного уравнения наполнений на обеих сторонах цилиндра служит короткая эксцентриковая тяга по Дёрфелю (фиг. 799 и 800). Касательная из некоторой точки кривой центров к кругу  $e$  определяет углом  $AOB$  (фиг. 810) величину предварения (опережения) впуска. Этим может быть найдено положение кривой центров с учетом допустимого опережения впуска. Фиг. 810 дает средние условия.

2. Распределение двойными золотниками применяется в случае, если не допустимо переменное скатие, если число оборотов или конструкция машины не дают возможности воспользоваться осевым регулятором, далее, дабы предусмотреть золотниковое парораспределение с изменением расширения от руки или от коплического регулятора с муфтой. Однако, применение последних ограничивается в пользу осевых регуляторов и клапанных парораспределений.

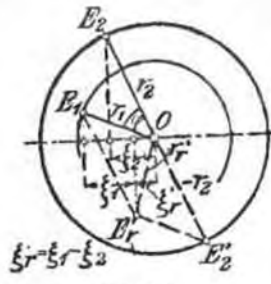
Регулирование производится путем изменения отстояния отсекающей грани расширительного золотника или его хода и угла опережения.

Золотниковая диаграмма В употребительных парораспределениях двойными золотниками (Мейер, Ридер), опережения впуска и впуска и начало скатия управляют основным золотником, схожим с простым, коробчатым, в то время, как начало расширения устанавливается расширительным золотником, скользящим по основному (парораспределение Мейера, фиг. 819). Таким образом, открытие впускных каналов в основном золотнике происходит при относительном передвижении расширительного золотника по основному.

Если некоторая точка подвергается одновременно двум смещениям  $\xi_1$  и  $\xi_2$  из своего среднего положения (фиг. 813), могущим рассматриваться как результат воздействия эксцентрикового привода ( $\xi_1$  — проекция радиуса эксцентрика  $r_1$ ,  $\xi_2$  — проекция радиуса  $r_2$ , независимо сдвигающего с  $r_1$  под углом  $\varphi$ , то суммарное перемещение  $\xi_r = \xi_1 + \xi_2$  может



Фиг. 813.

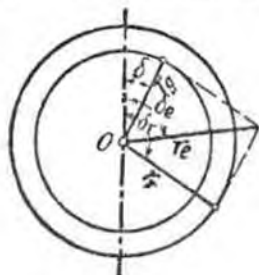


Фиг. 814

быть найдено, как проекция некоторого результирующего эксцентрика  $OE_r$  радиуса  $r_r$ , определяемого по величине и направлению по диагонали параллелограмма, построенного на обоих эксцентриковых радиусах  $OE_1$  и  $OE_2$ .

Если требуется найти разницу между обоями, производимыми эксцентриком, смещением  $\xi_1' = \xi_1 - \xi_2$  (фиг. 814), т. е. требуется определить отклонение первого смещения относительно второго, то следует построить проекцию относительного эксцентрика  $OE_1'$ , выходящую по величине и направлению по диагонали параллелограмма, построенного на обоих эксцентриковых радиусах  $r_1$  и  $r_2$ .

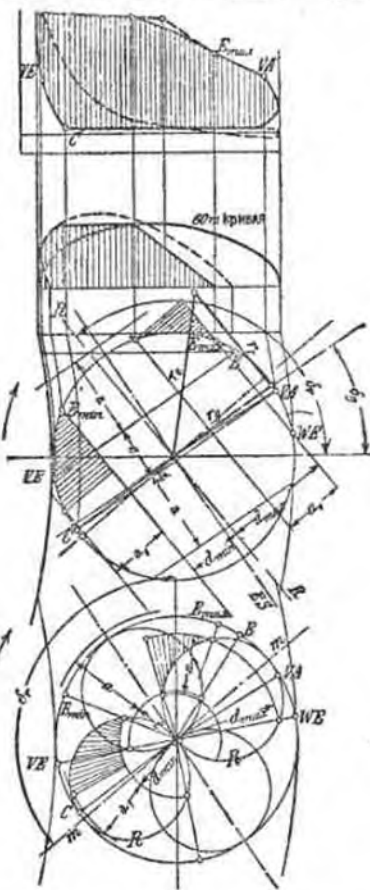
Таким образом относительное передаточное расширение расширительного золотника (радиус  $r_e$ , угол опережения  $\delta_e$ ) относительно основного золотника (радиус  $r_g$ , угол опережения  $\delta$ ), может рассматриваться, как некоторое смещение, производимое относительным эксцентриком (радиус  $r_e$ , угол опережения  $\delta_e$ ). При этом  $r_e$  — диагональ параллелограмма, построенного на  $r_1$  и  $r_2$  (фиг. 815).



Фиг. 815.

При проектировании парораспределения для заданных условий определяют, как указано раньше, на  $VE$ ,  $VA$  и  $C$  направление движения основного эксцентрика (угол опережения  $\delta$ ), перекрытия  $e$  и  $i$ , равно как и масштаб диаграммы в соответствии с подсчитанной шириной каналов. На диаграммах (фиг. 816—818) открытие впускного канала основным золотником принято меньше чем  $a$ , ибо, при малых наполнениях и правильной работе, расширительный золотник часто уже начинает отсечку в то время, как основной дает наибольшее открытие; помимо того, открытие расширительного канала и вообще часто делается меньше, чем  $a$  (стр. 588).

Величину относительного эксцентрика следует выбирать около  $r_e = 1,6a$  и до  $2a$  для  $ab = Fv_m/40$ ; относительный угол опережения опре-



Фиг. 816.

Фиг. 817.

Фиг. 818.

делается так, чтобы при наполнениях, ожидаемых в работе, проходила соответственно быстрая отсечка. При этом следует обратить внимание на то, что  $r_e$ , а с ним и размеры золотниковой коробки, должны быть невелики; по возможности  $r_e$  равно  $r_g$ , во всяком случае, не более  $1,25 r_g$ .

На фиг. 817 в 818 ради простоты принято, что относительный эксцентрик  $r_e$  равен основному.

В диаграмме Рело-Мюллера отстояния точки  $E$  круга относительного эксцентрика, отвечающие положениям кривошипа для определенных степеней наполнения, от диаметра  $RR$ , в направлении этого эксцентрика, дают перекрытия  $d$  расширительного эксцентрика (фиг. 817). По диаграмме Цейнера эти перекрытия находятся по отрезкам, отсекаемым относительным золотниковым кругом  $B$  на соответственных лучах (фиг. 818). Диаграммы построены для стороны крышки; при этом не требуется уравнения наполнения для основного золотника. Быстрота отсечки иллюстрируется заштрихованными площадями.

Строго говоря, скорость отсечки можно точно выяснить только по диаграмме Цейнера, ибо углы поворота в ней изменятся пропорционально времени. Если условия отсечки должны отвечать большим наполнениям, то в диаграмме Мюллера направление  $RR$  должно быть более крутым, в Цейнерской же относительный эксцентриситет  $mm$  будет лежать более полого. При известных условиях необходимы расширительные золотники с двумя щелями.

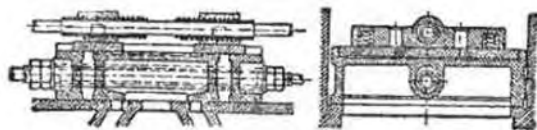
Наибольшее наполнение определяется началом расширения, устанавливаемым основным золотником, наименьшее же наполнение при автоматическом регулировании обусловлено тем, что регулятор, при открытом парозапорном клапане, должен допускать возможность холостого хода машины, что при работе с конденсацией требует почти нулевого наполнения, при чем вообще не должно иметь место открытие золотника. При регулировании вручную наименьшими наполнениями будут таковы в 5—10%. В соответствии с этим следует назначать все смещение расширительного золотника, а тем самым и его размеры (стр. 588). Во всяком случае, основной золотник уже должен произвести отсечку, когда расширительный снова начинает открытие; повторное открытие эва начинается в точке  $WE$ , где относительный эксцентриситетный круг пересекается линией отсечки, проходящей параллельно  $RR$  через точку  $E_{max}$  в диаграмме Рело-Мюллера или кругом отсечки, проходящим через  $E_{min}$  в диаграмме Цейнера.

Скорости отсечки обоих золотников должны быть велики, дабы уменьшить дросселирование пара. Там, где приходится стремиться к получению наибольшей мощности, как в судовых машинах, — смещение для расширительного золотника должно быть так велико, чтобы вход в канал основного золотника, при отсечке последнего на золотниковом зеркале, оставался соответственно открытым. Особенно удобна конструкция, предложенная Грасманом<sup>1)</sup>, с неравноосторонне отсекающими границами, при которой легко достигается абсолютное нулевое наполнение  $p$ , важная для больших наполнений, быстрая отсечка.

<sup>1) Grassmann, Berechnung einer Dampfmaschine, 4. Aufl., Berlin 1921, J. Springer, стр. 545.</sup>

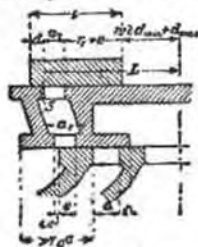


**Парораспределение Мейера.** (Пример исполнения на фиг. 819). Наполнение изменяется путем изменения перекрышки  $d$  (фиг. 820) расширительного золотника, состоящего из двух пластин, производимого посредством передвижения вилы с правой и левой резьбой; гайка в расширительных пластинах большей частью состоит из двух половин. Сваружки



Фиг. 819.

золотниковой коробки положение пластин для различных степеней наполнения определяется указателем в шкале. Для разгрузки расширительного золотника, верхнюю плоскость основного следует предусмотреть с наклоном и двумя углублениями. Передвижной винт из соображений самоторможения имеет угол подъема винтовой линии  $\leq 1/7$ . Золотник переставляется помощью ручного маховика, посаженного на удлиненный в противоположную сторону золотниковый шток. Автоматическое воздействие помощью регулятора достигается тем, что передвижной винт имеет несколько больший диаметр, так что малому углу поворота отвечает сравнительно большой сдвиг расширительных пластин. Кроме того, канал основного золотника со стороны пластин делится на части, дабы получить меньшие смещения. Так как угол поворота винта тем же менее оказывается слишком большим, то для передачи часто применяется маленькое зубчатое колесо.



Фиг. 820.

Величины, приведенные на фиг. 820, являются руководящими при конструировании. Вычисляют  $a$ , по фиг. 797 или 798 находят  $\delta$ ,  $r_p$ ,  $i$  и  $e$  для основного золотника, принимают ширину канала в последнем  $a_1 = 0,8a$  соответственно с  $Fv_{m/50}$  п, соотносясь с заданными пределами наполнения, дописывают золотниковую диаграмму. Если затем вычертить расширительные пластины в их среднем положении (воображаемые разобщенными от эксцентрика), установленными на наименьшее наполнение, т. е. с наибольшей перекрышкой  $d = d_{min}$ , то можно найти длину лап  $l = d_{min} + a_1 + r_r + \sigma$ ,

где  $\sigma$  гарантирующая перекрышка 5—10 мм,

общий сдвиг лап винтом  $s = d_{min} + d_{max}$

[ $d_{max}$  (отрицательная) перекрышка для наибольшего наполнения],

отстояние внутренней грани лапы от середины

$$w \geq d_{min} + d_{max},$$

отстояние отсекающей грани  $S$  от середины

$$L = a_1 + r_r + \sigma + w.$$

При многократном впуске по внешнему вертелу основного золотника, для получения меньших перестановок расширительных пластин, выемки в последнем должны быть достаточно глубоки, дабы избежать сужения канала при большом наполнении. Если при этом длина золотника становится слишком большой, то каналу, лежащему ближе к середине золотника, дают открытие только в том случае, если скорость поршня становится так велика, что один внешний канал уже не дает необходимого проходного сечения.

Влияние конечной длины шатуна (для основного золотника, см. стр. 573 и след.).

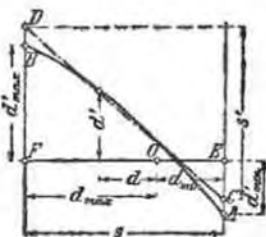
Если требуется определить положение кривошипа, отвечающее одинаковым путем поршня для обеих сторон цилиндра (проектированном дугами радиуса, равного длине шатуна), то соответственные перекрышки  $d$  и  $d'$  расширительного золотника берутся, как отстояния точек круга относительного эксцентрика от средней линии золотника; далее, величины  $d$  откладываются, как абсциссы, а отвечающие им величины  $d'$  — как ординаты, таким образом, конечные точки  $d'$  находятся на плоской кривой  $AB$ . Если, далее, на фиг. 821 нанести прямую  $CD$ , возможно менее отклоняющуюся от  $AB$  (в особенности, вблизи чаще всего употребительных величин наполнения), то разности  $s$  ординат конечных точек  $C$  и  $D$  определяется мера сдвига для стороны кривошипа, в то время, как она же для стороны крышки дава отрезком оси абсцисс  $s = d_{min} + d_{max}$ .

В соответствии с различными величинами  $s$  и  $s'$  правая и левая резьбы передвижного винта имеют различные величины хода. Отрезки  $EC$  и  $FD$  суть перекрышки, действительно устанавливаемые винтом, согласно наименьшему и наибольшему наполнению на стороне кривошипа.

**Парораспределение Ридера.** Наклонно расположенные отсекающие грани расширительного золотника переставляются поперечным сдвигом, или поворотом (фиг. 822). Проходные каналы в основном золотнике на стороне впуска расположены наклонно, в соответствии с гранями расширительного золотника. Трапециевидная золотниковая пластина при поперечном сдвиге  $a$  дает продольный сдвиг  $s$  отсекающих граней. Поперечный сдвиг преобразуется во вращательный при выполнении верхней стороны основного и расширительного золотника в форме цилиндра. Смещению и отвечает угол поворота  $\omega$  от 30—70°; чем меньше припадает  $\omega$  при выбранном смещении  $a$ , тем больше становится диаметр цилиндрического расширительного золотника.

Поворачивающий рычаг связывается с регулятором. Рычаг для привода регулятора должен быть связан с золотниковой штангой помощью шарнира; большей частью он располагается таким образом, что не принимает участия в продольном передвижении штанги.

Конструкция золотника Ридера фиг. 823—827; фиг. 823—открытый, фиг. 824 и 825 — закрытый цилиндрический и, таким



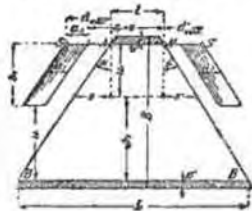
Фиг. 821.

образом, разгруженный золотник Ридера; фиг. 826 и 827—цилиндрический золотник Ридера для наружного и внутреннего впуска.

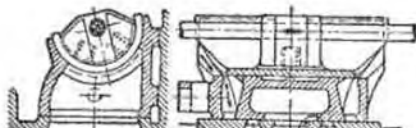
Определение размеров. Вычисляют ширину канала  $a$ , находят  $\sigma$ ,  $r_r$ ,  $i$  и  $e$  для основного золотника по фиг. 797 и 798, выбирают ширину канала  $a_1$  около

$$a_1 = 0,8 a \text{ в соответствии с } Fv_m: 50$$

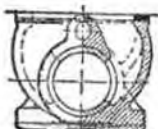
и при этом длину канала  $b_1 = b$ , или иначе  $a_1 = a$  и при этом  $b_1 = 0,8 b$ .



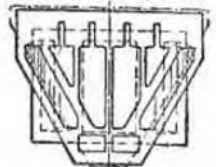
Фиг. 822.



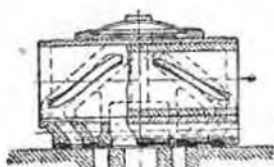
Фиг. 823.



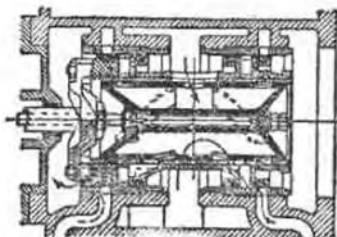
Фиг. 824.



Фиг. 825.



Фиг. 826.



Фиг. 827.

Собравшись с пределами наполнения, дополняют золотниковую диаграмму (фиг. 817 или 818), находят  $d_{\max}$  равно, как и суммарный сдвиг  $s = d_{\min} + d_{\max}$  и, если должна быть также учтена и конечная длина шатуна, то по фиг. 821 также  $d'_{\max}$  (соответственно  $FD$ ) и  $s'$  для другой стороны цилиндра.

После выбора поперечного сдвига  $u$ , сообразившись с углом поворота и диаметром расширительного золотника, развертку поверхности основного и расширительного золотников удобнее всего можно вычертить в среднем положении и для наибольшего наполнения, согласно вытекающему: от левой (отсекающей) грани канала  $S$  откладывают ширину

канала  $a_1$ , равным образом и  $d_{\max}$ , а от правой грани канала вправо— радиусу относительного эксцентрика  $r_r$ , увеличенный на гарантирующую перекрышу  $\sigma$ , получая, таким образом, наименьшую длину трапециевидальной расширительной пластинки

$$l = r_r + \sigma + a_1 - d_{\max}$$

Перпендикулярно к последней проводят отрезок  $u$  и измерят продольные смещения  $s$  и  $s'$  паружу; этим определяются направления паковых сторон трапеции ( $\operatorname{tg} \alpha = s : u$ ,  $\operatorname{tg} \alpha' = s' : u$ ).

$\alpha = 40 - 60^\circ$  для простых расширительных золотников и  $30 - 40^\circ$  для расширительных золотников со щельми. Далее,

общая ширина  $B = u + b_1 + 2\sigma'$  и наибольшая длина пластинки:

$$L = l + (u + b_1)(\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha') \text{ или}$$

$$L = l + (1 + b_1/u)(s + s').$$

(Защтрихованные на фиг. 822 полоски, ширину  $\sigma'$ , прибавляют, как гарантирующие перекрыши).

$$\sigma' = 10 - 15 \text{ мм.}$$

Дабы уменьшить  $L$ , одну трапецию часто подразделяют на многие (связанные друг с другом), и каналы  $a_1, b_1$ — на столько же частей (шириной  $b_1'$ ); если число этих частей =  $n$ , то

$$B = n(u + b_1' + \sigma')$$

$$\text{и } L = l + (1 + b_1'/u)(s + s')$$

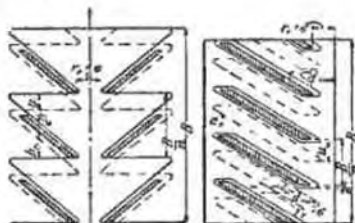
для открытых расширительных золотников (фиг. 828).

Для закрытых расширительных золотников с простыми пластинками, диаметр последних  $D_e$  находится из  $\pi D_e = B$ .

Для закрытых расширительных золотников со щельми, диаметр  $D_e$  может быть меньше (развертка фиг. 829).

Вхождение цилиндрических золотников одного в другой, наряду с затруднительным соединением золотника со штангой (фиг. 826 и 827) и сложной связью и направлением последней от эксцентриковой тяги—имеет недостатком большую чувствительность при высоком давлении пара, а в особенности, при перегреве. Эти дефекты могут быть ослаблены применением двукамерной конструкции (сравни фиг. 832), также и для цилиндрических золотников Ридера, обуславливающих, однако, большие объемы и поверхности между золотниками и сильно развитый цилиндр.

Парораспределение двойными золотниками с осевыми регуляторами. Здесь находят себе применение только цилиндрические (реже поворотные) золотники. В этих конструкциях расширительные золотники могут также

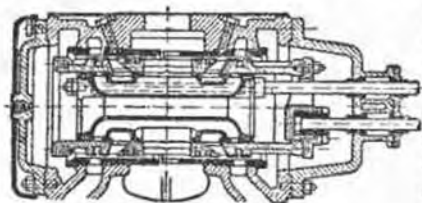


Фиг. 828.

Фиг. 829.

помещаться в основных. Так как во всяком случае необходимо достичь совершенного нулевого наполнения, то, в виду наличия пара в каналах основного золотника, получаются большие размеры эксцентрика.

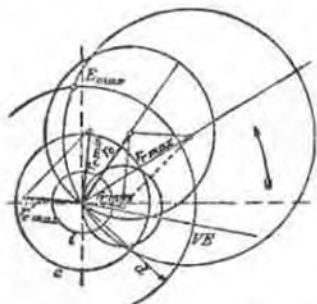
В конструкции Штейна (фиг. 830), где расширительный золотник в своем относительном среднем положении перекрывает перепускные каналы основного—последнее избегнуто. Как то показывает фиг. 831, центр расширительного эксцентрика смещается по прямой от  $r_{\max}$  до  $r_{\min}$  относительный эксцентрик при этом от  $r_{\max}$  до  $r_{\min}$ .



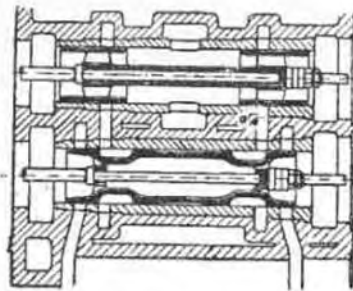
Фиг. 830.

При двухкамерной конструкции Дёрфеля (фиг. 832) золотники движутся в двух отдельных камерах, расширительный эксцентрик управляет осевым регулятором и подобным же образом, как то описано на стр. 582; следует только обратить внимание, что здесь расширительное

расширительное золотника  $d$ , так что перепускные каналы уже больше не перекрываются.



Фиг. 831.

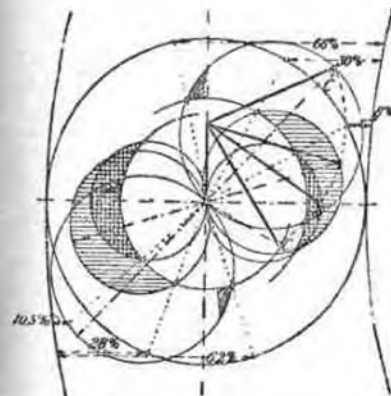


Фиг. 832.

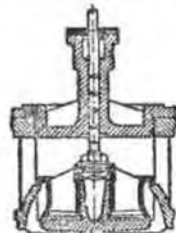
парораспределение может быть смещено дальше вперед, ибо опережение впуска регулируется основным золотником (фиг. 833). Последний приводится в действие либо от глухого эксцентрика, либо по Дёрфелю, также несколько переставляется от регулятора, так что и слабые становятся переменным. Фиг. 832 иллюстрирует двойную отсечку пара расширительным золотником.

3. Парораспределения с разделенными отсекающими частями для впуска и выпуска каждой стороны цилиндра. Универсальные части парораспределения для больших мощностей оказываются слишком громоздких

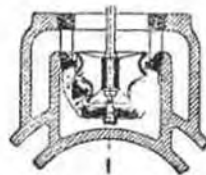
размеров и дают большие потери от трения, или же большие вредные пространства. Разделением органов парораспределения установка каждой отсечки становится возможной только для себя сам. и; далее, некоторые видят преимущество в том, что свежий пар здесь не сразу соприкасается с охлажденными выпускаемым паром поверхностями его пути.



Фиг. 833.



Фиг. 834.



Фиг. 835.

Клапанные парораспределения. Клапаны выполняются частично разгружаемыми двухседельными (детали машин, стр. 75) (фиг. 834) с течением пара почти всегда так, что существует некоторое небольшое давление пара на седло клапана, служащее для уплотнения. В больших конструкциях для уменьшения подъема клапана уплотнительный также четырехседельные клапаны (фиг. 835, по Зульнеру). Для облегчения пришлофки последние разделяются так, что каждый из обоих двухседельных клапанов уплотняется порознь, однако оба поднимаются одним и тем же шпинделем. Диаметр клапана подсчитывается по изложенному на стр. 571, прочие же размеры определяются так, чтобы скорость пара нигде не была чрезмерна и чтобы вредное пространство было по возможности мало.

Уклон опорной поверхности выбирается до  $65^\circ$  от плоскости седла, и так, что либо оба седла имеют одинаковый уклон (Зульнер), либо их конусные поверхности сходятся в общей вершине (Кольман). В новейшее время часто предпочитают плоские седла, вследствие меньшей чувствительности к деформациям и большего использования подъема.

В соответствии с этим и гнезда клапанов выполняются с плоскими уплотняющими поверхностями, а часто и так, что на высоте расположения клапанов показывают те же условия нагревания, как и последние (фиг. 834). Клапаны и гнезда готовятся из одного и того же металла, твердого чугуна.

Клапаны должны хорошо направляться в седле и, по возможности, должны быть хорошо защищены от бокового давления. Пришлифовка их должна производиться в горячем состоянии (проба на плотность). Сальники клапанных шпindelей предусматриваются с металлической набивкой, или, что лучше, выполняются как лабиринтовое уплотнение (фиг. 843). Вместо клапанов находят себе применение и цилиндрические золотники с кольцами.

Расположение клапанов. В горизонтальных машинах выпускные вентили устанавливаются чаще всего наверху, выпускные — внизу в средней плоскости цилиндра (фиг. 845, 846 и 899). Иногда клапаны устраниают сбоку, присоединяя их к общему выпускному и выпускному каналу. Клапаны, или также управляемые цилиндрические золотники с выгодой могут быть перенесены на торцевые поверхности цилиндра (Кергоф), чем достигаются малые вредные объемы и поверхности. В вертикальных машинах обычно имеют общие парораспределительные каналы с установленными сбоку рядом или друг над другом выпускными и выпускными клапанами <sup>1)</sup>. Для удаления воды из цилиндра выпускные клапаны следует располагать так, чтобы не могли иметь места образование водяного мешка. В остальном, кроме простоты привода, следует еще обращать внимание на хорошую доступность клапанов.

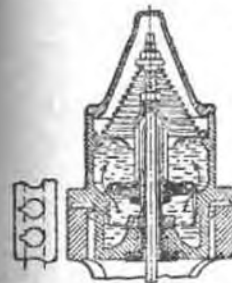
В горизонтальных машинах привод клапанов большей частью производится от коленчатого вала помощью эксцентриков только в том случае, если клапаны расположены сбоку цилиндра. Иначе, отдельные клапаны приводятся в действие от особого горизонтального вала, вращаемого, в большинстве случаев, передачей конических колесами. Соответствующие эксцентрики или кулаки для обеих сторон цилиндра заклипаны на 180° друг против друга, или же ради уравнения наполнений лишь немного от этого отступают. В вертикальных машинах равным образом пользуются либо распределительными валами, либо эксцентриками, посаженными на коленчатый вал. Так как при этом применяется только один эксцентрик для обеих сторон цилиндра, то уравнение наполнений рекомендуется производить помощью короткой эксцентровой тяги (см. стр. 577).

Изменение наполнений достигается либо расплюсывающим механизмом (распределение с расщеплением) или перестановкой центров шарниров распределительного механизма (парораспределение с принудительной посадкой или посадкой под давлением). Передвижение должно быть передано клапанам таким образом, чтобы при распределении с расщеплением разделение частей привода могло бы произойти перед, а при распределении с принудительной посадкой — одновременно с посадкой клапана, и при этом еще так, чтобы как новое соприкосновение разделенных частей, так и посадка клапана в седло, происходили с умеренной скоростью. Для этого в последних парораспределителях служат катящиеся рычаги и качающиеся кулаки или же вращающиеся кулаки с роликами; в распределителях с расщеплением — замелки или упорки с небольшой скоростью сдвигавшиеся и особые воздушные или жидкостные буфера (фиг. 836 и 837), иногда и в связи с катящимися рычагами.

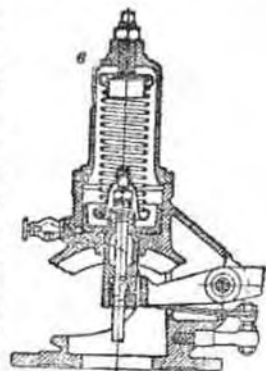
Последние, а также и качающиеся кулаки представлены на фиг. 838—843 (сравни. фиг. 845, 846, 849). Первые действуют изменением скорости во время движения. Различают катящиеся рычаги без закрепленной точки вращения (фиг. 838) и с закрепленной точкой (фиг. 839 и 840). Скользяния рычагов одного по другому, по возможности, следует избегать.

В последнее время предпочитают качающиеся кулаки (фиг. 841, Кольманн; фиг. 842, Лейп).

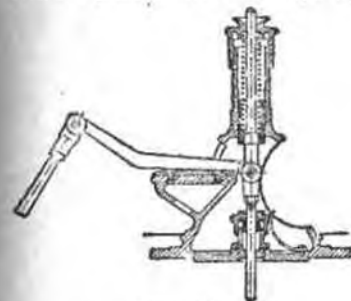
Двойной кулак конструкции Дёрфеля, на фиг. 843, служит для принудительного закрытия клапана, по возможности без участия пружины. Приподнятое положение клапана при перемене хода



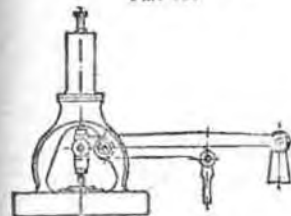
Фиг. 836. а — масляный буфер Кольмана; б — разрезка поршневых осей



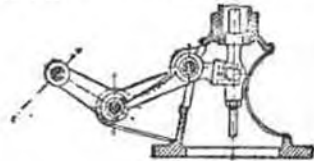
Фиг. 837. а — воздушный буфер Зульцера.



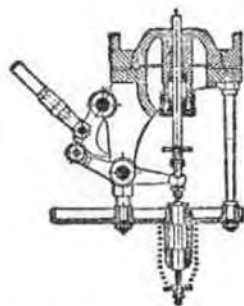
Фиг. 838



Фиг. 840.



Фиг. 839.



Фиг. 841.

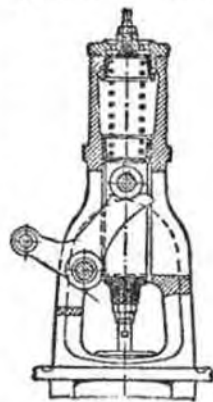
здесь исключено; для гарантии, в отношении поломки, между шпindelем и клапаном заключена маленькая, мало деформирующаяся в работе, пру-

<sup>1)</sup> Leist, Die Stenungen der Dampfmaschinen Berlin, 1906, J. Springer, стр. 373 и 378.

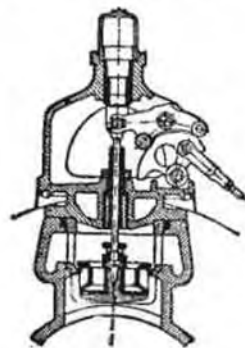


жина. Дабы обеспечить точное прихождение роликов к кулакам и выровнять неточность изготовления или деформацию от температурных изменений, предусматриваются пружины, при чем зазор роликов поддерживается малым помощью упорок. В новых конструкциях обходится с меньшим числом шарниров, чем в конструкции Дёрфеля. Для получения лучших условий открытия, путь роликов следует несколько повысить против кривой подъема кулака; боковое давление при этом возрастает. Привод от вращающихся не круглых дисков применяется большей частью для парораспределений выпуска и низкого давления.

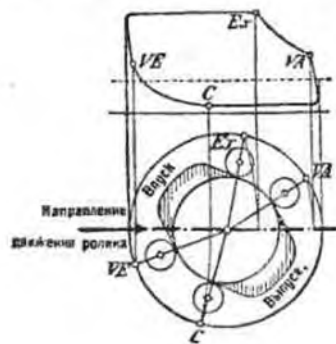
По фиг. 841 (вычерченной для мертвого положения кривошипа) находятся начальные и конечные точки кулака для впуска и выпуска, путем определения положений кривошипа, отвечающих  $VE$ ,  $E$ ,  $VA$  и  $C$  (с учетом конечной длины шатуна для обеих сторон цилиндра). Если направление давления, производимого роликом, отличается от показанного на фиг. 844, то кулаки должны быть повернуты на такой же угол. Высота кулаков в радиальном направлении назначается, сообразясь с передачей между роликом и клапаном так, чтобы был достигнут вычисленный подъем последнего. Кривые подъема и схода должны быть касательны к кругам и строятся, с учетом ускорения и замедления масс так, чтобы ролики и кулаки находились в соприкосновении и при открытии клапана<sup>1)</sup>. Для плотного закрытия клапана необходимо предусмотреть



Фиг. 842.



Фиг. 843.



Фиг. 844.

небольшой зазор (около  $\frac{1}{2}$  мм) между свободной от кулаков частью диска и роликом.

<sup>1)</sup> Hartmann, Z. d. V. d. I. 1905 и др.

Привод от вращающихся, некруглых дисков мало пригоден для больших быстроходных машин, вследствие больших свободных масс передаточного механизма. Сторона схода кулака должна иметь плавный переход.

Сила пружины, потребная для закрытия клапана, зависит, главным образом, от давления сил инерции связанных с клапаном масс, их веса, трения в салниках и давления пара, нагружающего шпидель. Кроме того, в клапанах высокого давления и малом ходе имеет место всасывающее действие протекающего пара. Следует иметь в виду, что потребная сила пружины очень быстро возрастает с числом оборотов.

Подсчет сил инерции, происходящих вследствие изменения скорости при постепенном изменении величин, может быть произведен особым графическим способом, рассматривая приводимый механизм, как шарнирный четырехугольник. Ускорения в значительной мере обуславливают соотношения сил в частях внешнего парораспределения<sup>1)</sup>. Можно, наоборот, принять изменение ускорений по простому закону и отсюда определять форму кривой профиля<sup>2)</sup>. В точке открытия ролик должен находиться под полным давлением. Шарина кулака подсчитывается по теории прочности (т. I, см. „Давление на тело с выпуклой поверхностью“).

Напряжение пружин ни в коем случае не должно превосходить 3000 кг см<sup>2</sup>. Пружины должны быть приспособлены для изменения натяжения в широких пределах. В распределениях с расцеплением время закрытия клапана определяется в 10—15% хода поршня, при наибольшем подъеме, откуда вычисляется его ускорение. В распределениях с принужденным ускорением дается непосредственно из действия приводного механизма. Части последнего следует конструировать переставляемыми по надобности, сообразясь с неточностью изготовления и температурными удлинениями. Работу не следует упускать из виду при монтаже и продольного удлинения цилиндра сравнительно с оставшимся холодным распределительным валом.

Парораспределения с вынужденной посадкой. 1. Эти парораспределения допускают, в общем, больше числа оборотов, нежели распределения с расцеплением, требуют, однако, больших размеров клапанов и большей силы регулятора; вообще говоря, не дают точных закрытий.

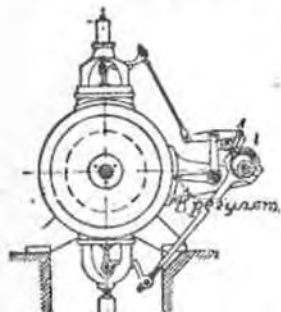
2. Изменение передачи от регулятора к распределению впуска производится различным путем. Особенно употребительны следующие устройства:

- постоянная кривая привода (эксцентриковый круг) с уменьшаемой от регулятора передачей (переставляемая серия). Пример: парораспределение Виндмана (фиг. 845). (Употребительно  $l$  около  $5r$ );
- изменяемая кривая привода путем перемены направления эксцентриковой тяги: а) шарнирный четырехугольник с одним вращающимся и одним качающимся звеном, последнее с переменной точкой вращения, уменьшение от одной точки серии (сравни механизмы для перемены хода стр. 613). Пример: распределение Радовановича (фиг. 846 и 847). (Употребительно  $a$  около  $6r$ ); б) шарнирный четырехугольник с двумя вращающимися звеньями, одно из которых имеет центр, пере-

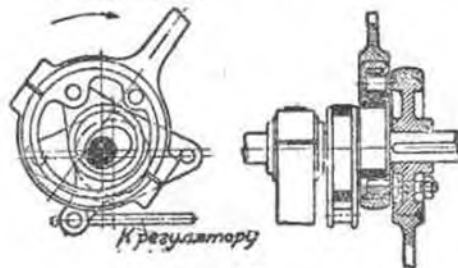
<sup>1)</sup> Köster, Die Entwicklung der Doppelmaschinensteuerungen, Z. österr. Ing. u. Arch.-Ver. 1915, Heft 32—34 и J. Springer, Berlin, das Wirtschaftsmotor 1921.

<sup>2)</sup> Bestehorn, Z. d. V. d. I. 1919, стр. 263; Kirgerl, Ölmotor, 1919, стр. 349; Heller, Ölmotor 1912, стр. 225.

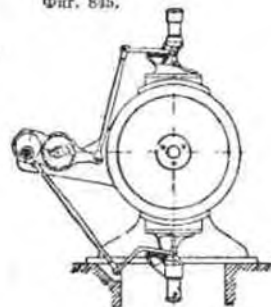
ставляемый от регулятора. серьга имеет кольцеобразную форму, уменьшение движения помощью кольца эксцентрика из центра. Вместо второго звена применимы также не круглые диски с ролями. П р и м е р: распределение К ю н е р а (фиг. 848);



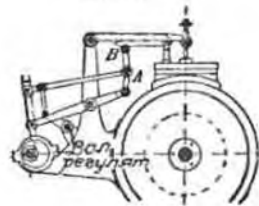
Фиг. 845.



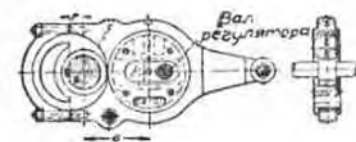
Фиг. 848.



Фиг. 846.

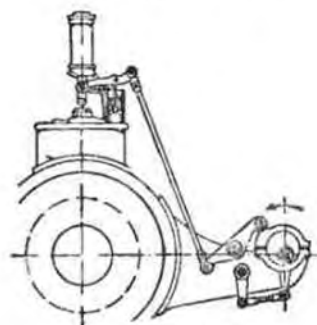


Фиг. 849.



Фиг. 847.

с) связывание двух движений эксцентрика при переменном ходе одного из них (причем обычно несколько изменяется как угол опережения, так и уменьшение передачи). Второе движение эксцентрика может передаваться эксцентровой тягой. П р и м е р: старое парораспределение К о л ь м и н а (фиг. 849);



Фиг. 850.

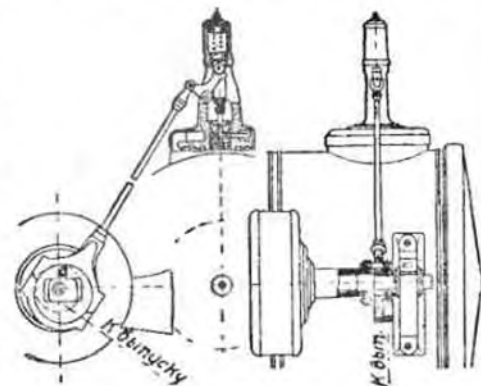
д) парораспределения с переменным движением некруглых дисков. П р и м е р: распределение З в о н и ч е к а (фиг. 850);  
е) распределения с осевым регулятором на распределительном валу. П р и м е р: распределение Л е н ц а (фиг. 851).

3. В случаях а), в) и с), при соответственно выбранном направлении вращения и обычном противоположном расположении впускных и выпускных клапанов, в большинстве случаев может быть применен один общий эксцентрик для обоих приводов. Если, например, определена точка *EV* на эксцентровом кругу, отвечающая выпуску, то в парораспределениях, согласно а) рычаг серьги следует передвинуть так, чтобы точка скрепления уменьшаемой тяги *A*, при изменении положения регулятора, описывала бы по возможности, точный круг относительно *VE* (фиг. 845). В распределениях, согласно в) а), поворот кривой сдвига эксцентровой тяги следует предпринимать таким образом, чтобы ведомая точка *P* в момент предварения впуска, возможно мало изменяла свое положение. В распределениях, согласно с), соответственно с этим направлением кулисы следует выбирать так, чтобы опять-таки точка *A* делала только одно небольшое движение, близкое к перпендикулярному к направлению *AB*.

Для расчета прочих видов парораспределения следует непосредственно пользоваться вышеприведенными золотниковыми диаграммами. Для более простого и точного определения кривых подъема клапана, следует пользоваться предложенным Г р а м м а н о м <sup>2)</sup> перенесением середины хорды дуги открытия в центр вращения рычажного звена или в точку выхода середины ролика.

Так как в момент открытия клапана в распределительном механизме появляются наибольшие давления, то следует обращать внимание на то, что начало передвижения впуска, по возможности, строго погодно; однако, из конструктивных соображений, в особенности для уменьшения путем перестановки от регулятора, этим обычно приходится пренебречь в парораспределениях, согласно а) и с). При осевых регуляторах, обладающих, сравнительно, большей переставляющей силой, допустимы большие различия. Среднее противодействующее давление на регулятор для любого положения открытия, без учета трения и изменения давления пружины, определяется из расстояния (измеряемого по нормали) между

<sup>2)</sup> Г р а м м а н н, Berechnung einer Dampfmaschine, 4 Aufl., Berlin 1924 J. Springer стр. 170.



Фиг. 851.