

Цена 41 коп.

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРИФИКАЦИИ СССР

ГЛАВЭНЕРГОРЕМОНТ

---

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСРОВКЕ  
РОТОРОВ НА СТАНКЕ  
МАЯТНИКОВОГО ТИПА



ОРГРЭС

МОСКВА 1975

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ БАЛАНСИРОВКЕ  
РОТОРОВ НА СТАНКЕ  
МАЯТНИКОВОГО ТИПА

Ответственный редактор Т.П. Леонова

Техн. редактор Н.А. Малькова	Редактор А.А. Шкавляя	Корректор Л.Ф. Петрухина
4, 14 уч.-изд. л.	Цена 41 коп.	(140/115) Заказ № 215/74
Л 28806	Подписано к печати 26/III 1975 г.	Тираж 2500 экз.

Ротапринт СЦНТИ ОРГРЕЗ

109432, Москва, Ж-432, 2-й Кожуховский проезд, д.29, корп.6

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ЦЕНТР НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ  
МОСКВА

1975

Составлено ЦКБ Главэнергоремонта

А в т о р инженер И.З. ЦЫРКИН

Приводятся указания по использованию низкооборотного станка для балансировки роторов на электростанциях, по подготовке и наладке станка маятникового типа; описаны методы балансировки и оценки качества ее выполнения; приведены справочные данные по роторам турбин и турбогенераторов отечественного производства.

## О Г Л А В Л Е Н И Е

В в е д е н и е .....	3
1. Объем и программа балансировки .....	3
2. Подготовка к балансировке .....	5
3. Балансировка .....	9
4. Оценка качества балансировки .....	12
5. Установка постоянных балансировочных грузов .....	15
6. Организация рабочего места и техника безопасности .....	19
Приложение 1. Конструкция балансировочного станка .....	21
Приложение 2. Измерительные приборы, применяемые при балансировке .....	29
Приложение 3. Справочные данные по роторам паровых турбин .....	33
Приложение 4. Справочные данные по роторам насосного оборудования турбины К-300-240 .....	35
Приложение 5. Справочные данные по роторам турбогенераторов .....	36
Приложение 6. Справочные данные по возбудителям к турбогенераторам .....	37
Приложение 7. Формуляр балансировки на станке .....	37
Приложение 8. Допустимые дисбалансы на роторах турбин .....	38
Приложение 9. Точность балансировки на станке с учетом балансировочных чувствительностей подшипников турбоагрегата на рабочей частоте вращения .....	39
Приложение 10. Пример расчетов при балансировке на станке .....	41
Приложение 11. Протокол балансировки на станке маятникового типа на одной резонансной частоте вращения .....	42
Приложение 12. Протокол балансировки на станке маятникового типа на двух резонансных частотах вращения .....	44
Л и т е р а т у р а .....	46

## ЛИТЕРАТУРА

- 1.-Инструкция по динамической балансировке роторов паровых турбин и генераторов и статической балансировке деталей роторов, ГЭИ, 1955.
- 2.-Руководящие указания по балансировке роторов турбоагрегатов в собственных подшипниках. "Энергия", 1967.
3. А л ь т ш у л е р Л.Э., К а щ е е в В.В. Результаты испытаний балансировочных станков эксплуатационного типа. "Энергомашиностроение", 1971, № 12.
4. А л ь т ш у л е р Л.Э., Ш и б е р В.И. Метод уравнивания гибких роторов на низкооборотных балансировочных станках. "Энергетика и электрификация", 1972, № 5, (Киев).
5. Д е м я д о в В.А., Ц и р к и н И.З. Повышение эффективности балансировки крупных турбоагрегатов. "Электрические станции", 1973, № 7.
6. Л и с и ц и н И.С. Способ определения небаланса на роторе. "Электротехника", 1973, № 2.
7. М и к у н и с С.И. Снижение интенсивной вибрации валопроводов турбоагрегатов. "Энергетик", 1971, № 5.

УТВЕРЖДАЮ:  
Главный инженер Главэнергоремонта  
В.И. КУРКОВИЧ

28 мая 1974 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Динамические реакции опор турбогенераторов, возникающие от дисбаланса в роторе, являются результатом воздействия центробежных сил от дисбаланса и от динамического прогиба под влиянием дисбаланса.

Для устранения дисбаланса проводится динамическая балансировка роторов на низкооборотных балансировочных станках (приложение I) и динамическая балансировка всего валопровода турбоагрегата в собственных подшипниках на рабочей частоте вращения.

Динамическая балансировка жесткого ротора на низкооборотном станке с установкой грузов в две произвольные плоскости позволяет полностью устранить влияние первоначального дисбаланса.

Динамическая балансировка гибкого ротора на низкооборотном станке, устранив дисбаланс в роторе как жестком теле, не всегда обеспечивает уменьшение вибрации опор на работающем турбоагрегате, а в некоторых случаях может привести к ее увеличению. Это происходит потому, что динамические реакции опор зависят не только от первоначального дисбаланса, но и от взаимного расположения этого дисбаланса и

грузов, устанавливаемых при балансировке. Значительную роль играют динамические характеристики систем ротор - опоры (соотношение рабочей и критической частот вращения, податливость опор) и степень воздействия соседних роторов.

В то же время балансировка гибкого ротора на станке может оказаться весьма эффективной, если балансировочные грузы устанавливаются не в две произвольные плоскости, а в соответствии с характером распределения первоначального или вновь возникшего дисбаланса. Такую установку грузов при балансировке на станке, в отличие от балансировки в собственных подшипниках, легче выполнить, так как имеется доступ к внутренним балансировочным плоскостям ротора.

В настоящей работе, наряду с рассмотрением возможных условий проведения балансировки роторов на низкооборотных станках, основное внимание уделено технологии балансировки и оценке качества ее исполнения на станках маятникового типа. В приложении 2 приводятся сведения об измерительных приборах, используемых при балансировке.

## I. ОБЪЕМ И ПРОГРАММА БАЛАНСИРОВКИ

I.1. Выполнить следующие подготовительные работы до ремонта и в ходе ремонта турбоагрегата:

а) провести анализ изменения вибрации подшипников за время эксплуатации, с увязкой данных с режимами работы агрегата;

б) выяснить объем и характер ранее проводившихся ремонтных работ и намеченных в данный ремонт; собрать данные о проводившихся балансировках и установленных при этом грузах; уточнить балансировочные чувствительности для данного или аналогичного агрегата;

в) провести вибрационное исследование турбоагрегата перед ремонтом, результаты ко-

торого позволят выявить ориентировочный характер распределения дисбаланса из сравнения экспериментальной скоростной характеристики с теоретическими, получить исходные данные для расчетов грузов, необходимых при балансировке валопровода в целом;

г) провести тщательный осмотр и индентирование ротора для выявления явно выраженного или предполагаемого дисбаланса (повреждения лопаточного аппарата, смещения бандажных колец, остаточного прогиба ротора и т.д.), подсчитать ориентировочно величину дисбаланса;

д) провести первичную (доремонтную) балансировку всех или некоторых роторов на стан-

ке с установкой временных грузов; эта балансировка даст дополнительную информацию о характере распределения дисбаланса на роторе, а также выявит целесообразность переноса части грузов из штатных плоскостей коррекции в другие плоскости по длине ротора.

Сопоставление всех указанных данных позволит с достаточной достоверностью определить характер распределения дисбаланса, значения ранее устанавливаемых на роторах балансировочных грузов (относятся ли они к данному ротору или компенсируют влияние соседних) и с учетом предстоящего ремонта наметить объем и программу по снижению уровня вибрации турбоагрегата в целом и в том числе необходимость балансировки роторов на станке; выбрать оптимальные плоскости установки грузов при этой балансировке.

Ниже рассмотрено несколько вариантов выполнения балансировки роторов на станке.

**1.2. Вибрационное состояние турбоагрегата до ремонта** - удовлетворительное, но существует необходимость проведения ремонтных работ, в результате которых появится дисбаланс в роторе. В этом случае до начала ремонтных работ на роторе проводится первичная балансировка на станке с установкой временных грузов в две произвольные плоскости. Такая балансировка позволяет компенсировать дисбаланс ротора от грузов, ранее установленных в штатные плоскости коррекции, и дисбаланс, обусловленный неравномерностью всего валопровода как единой системы на рабочей частоте вращения.

После выполнения ремонтных работ проводится вторичная балансировка ротора на станке для устранения дисбаланса, возникшего в результате проведения ремонтных работ с установкой постоянных грузов в зоне ремонта.

При значительных ремонтных работах на роторе (например, перелопачивание нескольких ступеней) следует проводить ступенчатую балансировку (т.е. после окончания перелопачивания каждой ступени или группы соседних ступеней) с установкой грузов в плоскостях перелопачивания.

Заканчивая вторичную балансировку, необходимо добиться минимальных и достаточно близких к результатам первичной балансировки амплитуд колебаний головок станка. Это

сведет к минимуму ошибки в установке грузов по фазе.

По окончании вторичной балансировки ранее установленные временные грузы снимаются.

Такая схема балансировки позволяет проводить ремонтные работы, не изменяя вибрационного состояния турбоагрегата в целом.

**1.3. Вибрационное состояние турбоагрегата перед ремонтом** - неудовлетворительное, и на роторах предполагается проведение ремонтных работ, в результате которых появится дисбаланс. В этом случае балансировка выполняется так же, как описано в п.1.2, но после снятия временных грузов дополнительно в штатные плоскости устанавливаются грузы, подсчитанные по исходным данным о вибрации перед ремонтом и по имеющимся балансировочным чувствительностям.

**1.4. Вибрационное состояние турбоагрегата после предыдущего ремонта (монтажа)** было удовлетворительным, но в процессе эксплуатации вибрация подшипников увеличилась.

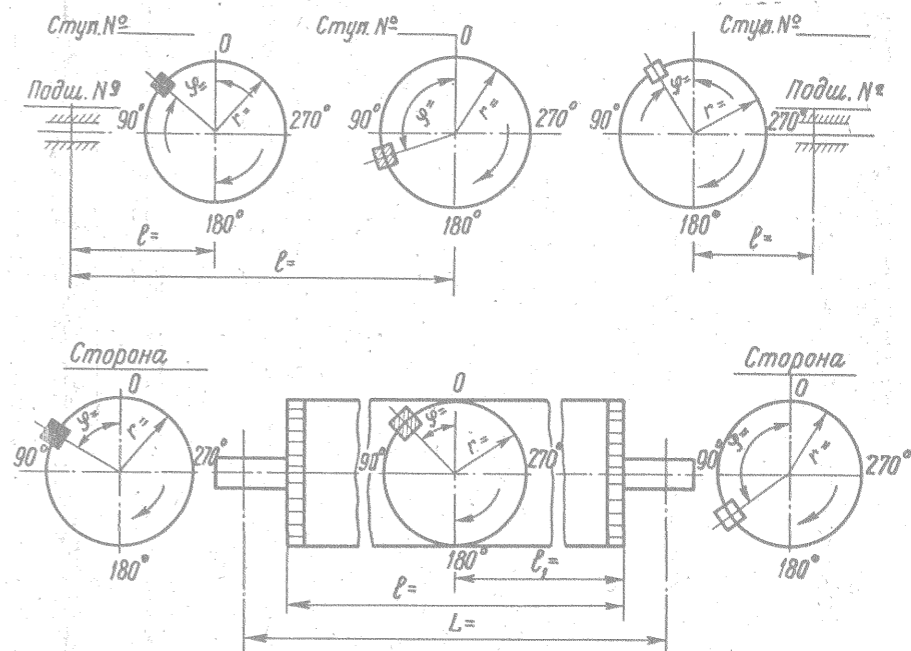
Анализ данных вибрационного исследования, а также наличие явных признаков появления дисбаланса, обнаруженных после вскрытия цилиндров, позволяет с достаточной достоверностью определить характер дисбаланса. В этом случае проводится предварительный ориентировочный подсчет дисбаланса, выполняются ремонтные работы, после чего ротор балансируется на станке с установкой грузов в плоскостях появления дисбаланса.

Близкое совпадение расчетных данных по дисбалансу и данных, полученных в результате балансировки, укажет на правильность определения причин ухудшения (изменения) вибрации. В противном случае требуется более глубокий анализ для выявления влияния неравномерности всего валопровода.

**В некоторых случаях возможна и другая схема балансировки:** предварительная установка грузов согласно расчетным данным о дисбалансе, первичная балансировка ротора с установкой временных грузов, компенсирующих влияние соседних роторов, проведение ремонтных работ по устранению дисбаланса, вторичная балансировка с установкой постоянных грузов.

**1.5. Вибрационное состояние турбоагрегата после предыдущего ремонта (монтажа)** бы-

Наименование	Сторона I	Сторона II
Остаточный дисбаланс $Q_{КС} = \frac{A_{ост}^I + A_{ост}^{II}}{2\alpha_{КС}}$ , кг·м		
Динамическая реакция опоры, отнесенная к весу ротора на опору $\frac{R_{ост}^{КС}}{G_{оп}} \cdot 100\%$		
Масса балансировочных грузов после корректировки, кг:		
симметричных $Q_C$		
кососимметричных $Q_{КС}$		



Обозначение грузов:  снятые;  вновь установленные;  ранее установленные

Маркировка нулевой отметки (единой для всего валопровода): \_\_\_\_\_

Заключение: \_\_\_\_\_

Балансировку проводил: \_\_\_\_\_  
Представитель ГРЭС (ТЭЦ): \_\_\_\_\_

14/12/14

ПРОТОКОЛ

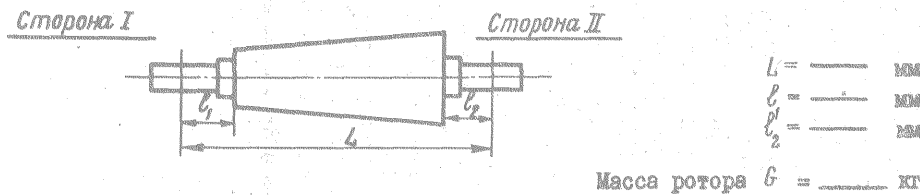
Балансировки на станке маятникового типа на двух резонансных частотах вращения

(энергосистема, ремонтное предприятие) \_\_\_\_\_ Тип \_\_\_\_\_ (ГРЭС, ТЭЦ)

Турбоагрегат ст. № \_\_\_\_\_  $n_{рад}$  \_\_\_\_\_ об/мин

$N_3$  \_\_\_\_\_ МВт

Балансировка ротора \_\_\_\_\_ после \_\_\_\_\_ Дата \_\_\_\_\_



Наименование.	Сторона I	Сторона II
Размеры ленты, мм: длина $l_{акт}$ ширина $b_{акт}$ толщина $h$		
Первый резонанс $n_1 =$ _____ об/мин		
Начальная амплитуда колебаний $A_0$ , мм		
Остаточная амплитуда колебаний $A_{ост}$ , мм		
Радиус установки симметричных грузов $r_c$ , м		
Масса симметричных грузов $P_c$ , кг		
Чувствительность станка к симметричным грузам $\alpha_c = \frac{A_c^{сп}}{2 \sum P_c r_c} \cdot \frac{1}{1 - \xi}$ , мм/кг·м		
Остаточный дисбаланс $Q_c = \frac{A_{ост}^I + A_{ост}^{II}}{2 \alpha_c}$ , кг·м		
Динамическая реакция опоры $R_{ост}^c = q_{ост}^c \cdot 10^4 \left( \frac{n_{рад}^2}{3000} \right)$ , кг		
Динамическая реакция опоры, отнесенная к весу ротора на опору $\frac{R_{ост}^c}{G_{оп}} 100\%$		
Второй резонанс $n_2 =$ _____ об/мин		
Начальная амплитуда колебаний $A_0$ , мм		
Остаточная амплитуда колебаний $A_{ост}$ , мм		
Радиус установки кососимметричных грузов $r_{кc}$ , м		
Масса кососимметричных грузов $P_{кc}$ , кг		
Чувствительность станка к кососимметричным грузам $\alpha_{кc} = \frac{A_{кc}^{сп}}{2 \sum P_{кc} r_{кc}} \cdot \frac{L}{L - (l_1 - l_2)}$ , мм/кг·м		

ло удовлетворительным, но в процессе эксплуатации вибрация подшипников увеличилась. При осмотре ротора не удается обнаружить явно выраженных признаков дисбаланса (смещение обмоток в роторе генератора, появление остаточного прогиба в нем и невозможность индиферирования и т.п.). В этом случае необходимо комплексное решение - оценить преобладающий характер распределения дисбаланса по скоростным характеристикам, провести расчет балансировочных грузов исходя из анализа измерений вибрации до ремонта и балансировочных чувствительностей; провести предремонтную балансировку на станке.

Сопоставление двух систем грузов, уравновешивающих ротор как жесткое тело и обус-

ловленных уравновешенностью всего валопровода на рабочей частоте вращения, позволит правильно выбрать оптимальные плоскости коррекции на каждом роторе. В частности, большая масса временных грузов при доремонтной балансировке при отсутствии объективных показателей укажет на несоответствие ранее установленных грузов фактическому характеру дисбаланса в данном роторе, на значительное влияние соседних роторов или на плохое спаривание роторов.

При составлении программы работ следует учитывать реальные сроки ремонта турбоагрегата и вероятность в некоторых случаях добалансировки валопровода в собственных подшипниках.

2. ПОДГОТОВКА К БАЛАНСИРОВКЕ

Подготовка ротора

2.1. При подготовке к балансировке необходимо ознакомиться с балансируемым ротором, его геометрическими размерами, общей массой и массой, приходящейся на каждую опору, и в соответствии с этим выбрать размеры подвесных лент и подшипники. Основные данные по роторам турбин, турбогенераторов, насосов и по возбудителям отечественного производства приведены в приложениях 3, 4, 5, 6.

2.2. В случае расхождения с данными приложений 3-6 или при отсутствии таковых по балансируемому ротору необходимо взять их из чертежей или определить следующие основные размеры:

- максимальные длина и диаметр ротора;
- расстояние между осями опорных шеек ротора;
- расстояние от середины опорных шеек до балансировочных плоскостей;
- радиусы установки пробных и постоянных балансировочных грузов;
- диаметры опорных шеек ротора;
- размеры пазов для установки постоянных балансировочных грузов;
- расстояния между упорными галтелями шеек ротора.

2.3. Балансировочные плоскости ротора (плоскости коррекции) размечаются с ценой деления  $10^0 - 30^0$  от нулевой отметки, единой для всего валопровода, и в одном и том же направлении для всех роторов агрегата. По-

этому нулевую отметку, желательно, нанести еще до выемки ротора из статора, используя плоскости разреза турбоагрегата.

Это позволит составить карту расположения балансировочных грузов, установленных на всех роторах при балансировках, как на станке, так и в собственных подшипниках.

2.4. Перед балансировкой необходимо внимательно осмотреть ротор и убедиться в завершении ремонтных работ на роторе, в отсутствии на нем незакрепленных деталей, в отсутствии масла или конденсата внутри ротора (в центральном сверлении вала) или в линзах полумуфты. Следует проверить состояние шеек ротора. Овальность и конусность их не должна превышать 0,02 мм. Чистота поверхности должна быть не ниже 10-го класса.

2.5. Выбрать места установки пробных и постоянных балансировочных грузов. Желательно, чтобы они совпадали. Это позволит избежать погрешности при пересчете и переносе грузов после балансировки. Заранее приготовить эти грузы. Пробные грузы могут быть из свинца или меди, а постоянные - из стали по образцу грузов заводского исполнения или по заводским чертежам.

2.6. При балансировке одноопорных роторов (роторы высокого давления турбин К-200-130 и К-300-240) вторая опора обычно создается специальной надставкой (рис. 1). При присоединении этой надставки важно сохранить бой полумуфты ротора высокого давления по величине и направлению таким же, как в

сборе с ротором среднего давления. Однако более желательно проводить балансировку без надставки, используя любую опорную поверхность вала волизи полумуфты ротора высокого давления. Для этого необходимы специальные подшипники с вкладышами соответствующей конфигурации (пример такого вкладыша для р.в.д. турбины К-200-130, выполненного предприятием "Южэнергоремонт", дан на рис.2).

Подготовка станка

2.7. Независимо от конструкции станка место его установки должно отвечать следующим требованиям:

- достаточное удаление от вибрирующих агрегатов, источников теплового излучения и сквозняков, а также от рабочих мест эксплуатационного персонала. На электростанциях с открытым расположением энергооборудования станок желательно установить в закрытом помещении или обеспечить защиту от прямого воздействия солнца;
- прочное основание, способное выдерживать суммарную массу балансируемого ротора, электродвигателя и всех элементов станка;
- доступность для обслуживания краном;
- удобство расположения с точки зрения соблюдения правил техники безопасности, отсутствия посторонних предметов, наличие ограждений.

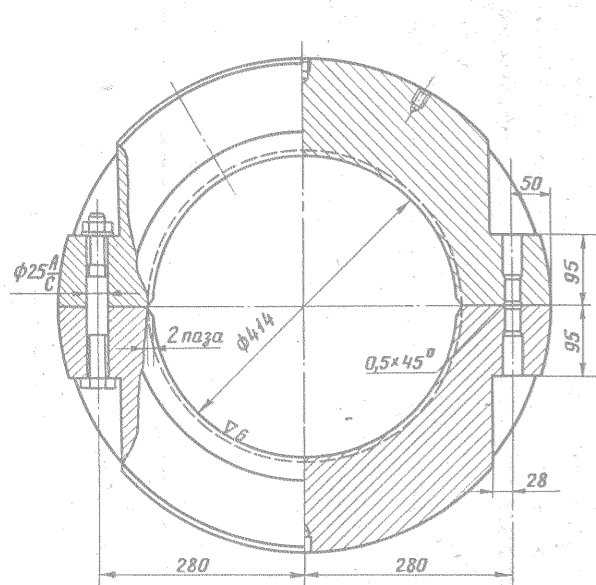


Рис.2. Вкладыш подшипника для балансировки р.в.д. турбины К-200-130 на станке

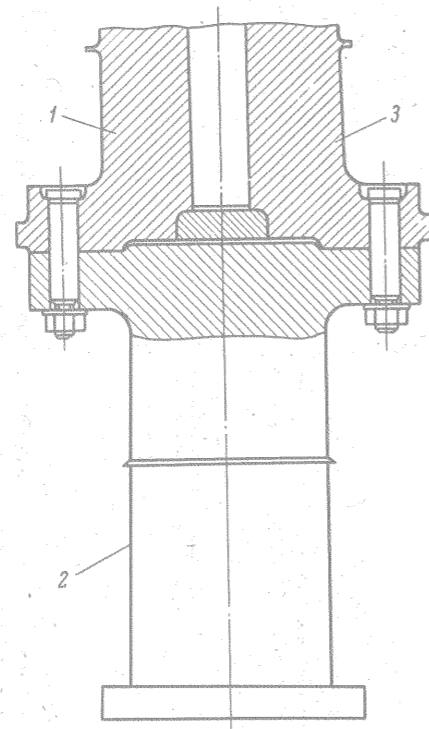
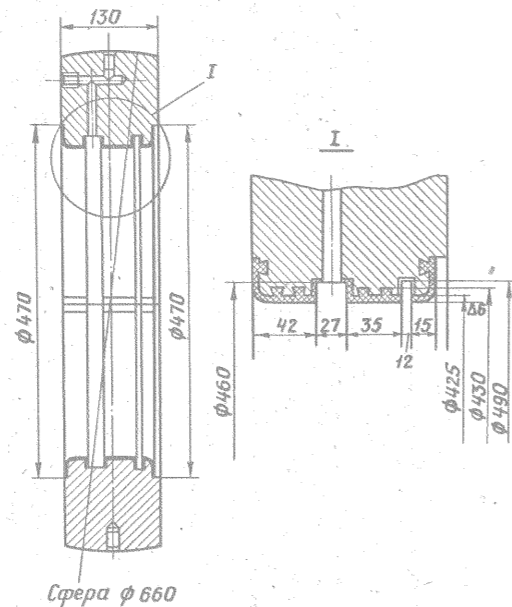


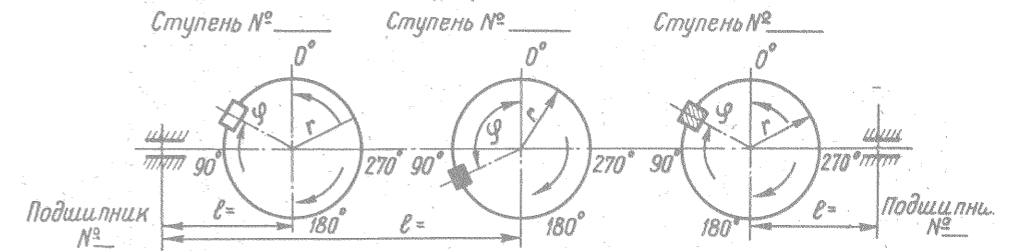
Рис.1. Надставка к валу для балансировки одноопорного ротора:

1 - ротор; 2 - надставка; 3 - опорная поверхность между уплотнениями ротора и муфтой, используемая при балансировке без надставки



Сфера  $\phi 660$

Схемы расположения грузов после балансировки



Грузы:  снятие;  вновь установленные;  ранее установленные

Заключение: \_\_\_\_\_

Балансировку проводил: \_\_\_\_\_ (подпись)

Представитель ГРЭС (ТЭЦ): \_\_\_\_\_ (подпись)

П р и л о ж е н и е II

ПРОТОКОЛ  
балансировки на станке маятникового типа  
на одной резонансной частоте вращения

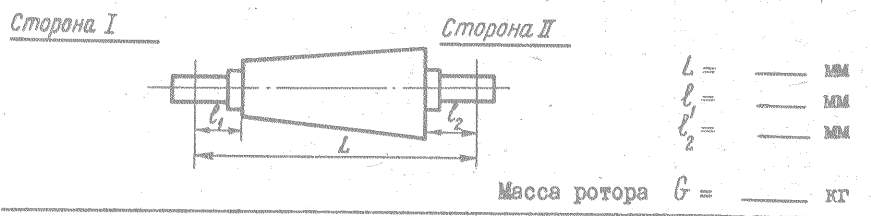
Энергосистема, ремонтное предприятие) \_\_\_\_\_ (ГРЭС, ТЭЦ)

Турбоагрегат № \_\_\_\_\_ Тип \_\_\_\_\_

№ \_\_\_\_\_ МВт  $n_{\text{раб}}$  \_\_\_\_\_ об/мин

Балансировка ротора \_\_\_\_\_ после \_\_\_\_\_

Дата \_\_\_\_\_



Наименование	Сторона I	Сторона II
Размеры ленты, мм: длина $l$ ширина $b$ толщина $h$		
Резонансная частота вращения станка $n_{\text{рез}}$ , об/мин		
Масса ротора, приходящаяся на опоры $G_{\text{оп}}$ , кг		
Радиус установки грузов $r$ , м		
Начальная амплитуда колебаний $A_0$ , мм		
Масса балансировочного груза $P_1/P_2$ , кг		
Амплитуда колебаний $A_1/A_2$ , мм		
Масса балансировочных грузов после корректировки $Q$ , кг		
Остаточная амплитуда колебаний $A_{\text{ост}}$ , мм		
Чувствительность станка $\alpha = \frac{A_{\text{ост}}}{P} \cdot \frac{1}{1-\frac{1}{4}}$ , мм/кг·м		
Остаточный дисбаланс $Q_{\text{ост}} = \frac{A_{\text{ост}}}{\alpha}$ , кг·м		
Динамическая реакция опоры $R_{\text{ост}} = Q_{\text{ост}} \cdot 10^4 \cdot \left(\frac{n_{\text{раб}}}{3000}\right)^2$ , кг		
Динамическая реакция опоры, отнесенная к весу ротора на опору $\frac{R_{\text{ост}}}{G_{\text{оп}}} 100\%$		

2.8. Напряжение к электродвигателю должно подводиться с соблюдением правил техники безопасности, в схеме подключения электродвигателя следует иметь два последовательно установленных выключателя. Это необходимо во избежание разгона ротора до недопустимой частоты вращения при отказе одного из выключателей.

2.9. Направление вращения электродвигателя выбирается в сторону нормального вращения балансируемого ротора.

2.10. Электролитический реостат должен быть изготовлен и установлен в соответствии с правилами техники безопасности и иметь возможность плавной регулировки глубины погружения ножей. Кроме того, важно подобрать соответствующую концентрацию солевого раствора в реостате, чтобы обеспечить плавный пуск и изменение частоты вращения ротора.

Подготовка и наладка стационарного станка

2.11. Установить стойки станка на необходимое расстояние в соответствии с размерами ротора. Между пальцами приводной муфты в отключенном положении и полумуфтой балансируемого ротора оставить зазор 20-40 мм. Проверить установку стоек по уровню в двух направлениях. Выбрать необходимые подвесные ленты и вкладыши подшипников. Установить подшипники в лямки, проверить параллельность подвесных лент и закрепить промежуточные зажимы на расстоянии, обеспечивающем расчетную активную длину лент.

2.12. Собрать маслосистему станка. Для роторов массой 12-15 т применять турбинное масло марки "Д", а для более тяжелых роторов добавлять цилиндрическое или компрессорное масло (до 20-30%). Опробовать работу масляных насосов.

2.13. Перед укладкой ротора в станок поставить головки станка на упорные болты.

Уложить ротор на подшипники, освободить упорные болты и с помощью уровня убедиться в том, что наклоны шеек валов равны по величине и направлены в противоположные стороны. Разница в показаниях должна быть не более одного-полтора делений по микрометрической шкале уровня "Геологоразведка". Проверить центровку ротора с электродвигателем, которая предварительно должна быть выполнена с точностью до 3-5 мм по окружности и торцу. Более точная центровка (0,3-0,5 мм) выполняется

перемещением электродвигателя. Пальцы приводной муфты должны свободно входить во все отверстия полумуфты балансируемого ротора, а при отключении не задевать за торец полумуфты ротора. Проверить прилегание шеек ротора ко вкладышам по краске. Касание должно быть по дуге не более 20° и равномерным по всей длине вкладыша. При необходимости следует пришабрить вкладыши. Боковые зазоры во вкладышах должны быть не менее 0,002 диаметра шейки ротора.

Во избежание большого осевого разбега ротора суммарный зазор между галтелями ротора и торцевыми частями подшипников должен быть не более 1-2 мм.

2.14. Открыть подшипники крышками, установить маслозащитные уплотнения. Включить масляные насосы и прокачать масло по системе в течение 5-10 мин. Проверить, нет ли протечек масла.

2.15. Для опробования станка проверить зажатие головок станка; повернуть муфту с ротором электродвигателя на 360°. Убедиться в том, что пальцы муфты не задевают за полумуфту ротора, а при включении свободно входят во все отверстия балансируемого ротора; включить маслосистему и подать масло высокого давления на подъем ротора, ввести в зацепление муфту с ротором; включить электродвигатель и с помощью реостата плавно увеличивать частоту вращения, наблюдая за работой всех элементов станка, особенно за нормальной смазкой шеек ротора. При достижении частоты вращения 200-250 об/мин отключить электродвигатель, реостат и лишь после этого отсоединить муфту сцепления. Проследить за плавностью перемещения ротора на величину осевых зазоров. В случае нажима ротора в сторону одной из стоек необходимо немного приподнять эту стойку. Проверить равномерность распределения масла по шейкам ротора, и в случае необходимости провести дополнительную подгонку вкладышей подшипников по шейкам ротора.

2.16. Периодически включая и отключая электродвигатель, вращать ротор в течение 0,5-1 ч.

2.17. При отключении электродвигателя и отсоединении муфты освободить поочередно зажимы головок станка, проверить равномерность колебаний головок и наличие явно выраженного резонанса колебаний. Шток датчика измеритель-



ного прибора должен быть перпендикулярен ленте подвески и упираться в головку станка или в прикрепленную к ней планку.

2.18. Для определения резонансной частоты вращения развернуть ротор до частоты вращения 200-250 об/мин, после чего отключить электродвигатель и муфту, освободить одну из головок станка и при выбеге ротора записывать размах колебаний через каждые 10 об/мин до частоты вращения 90-100 об/мин. Частота вращения при максимальном колебании головки станка будет резонансной частотой. Повторить еще два раза пуск станка и убедиться в повторяемости измеренных максимального размаха и резонансной частоты вращения. Если полученная частота вращения отличается от расчетной, то изменение активной длины ленты произвести путем перестановки промежуточных зажимов вверх для уменьшения или вниз для увеличения частоты.

Проверить резонансную частоту вращения второй стороны.

2.19. При окончательном выборе активной длины подвесных лент  $l_{акт}$  можно воспользоваться следующим выражением:

$n_{рез} l_{акт} \approx const$ , т.е. для получения расчетной частоты вращения

$$l_{расч} = \frac{n_{опыт} l_{опыт}}{n_{расч}}$$

а для получения одинаковых резонансных частот вращения

$$l_{актII} = \frac{n_{резI} l_{актI}}{n_{резII}}$$

Рекомендуется выполнять балансировку на резонансной частоте вращения 120-160 об/мин.

2.20. Если предполагается балансировка на двух резонансных частотах вращения, то разворот ротора производится до частоты вращения 250-280 об/мин, и после отключения электродвигателя и муфты освобождаются обе головки и при выбеге определяются резонансные частоты вращения, которые должны быть одинаковыми с обеих сторон.

При балансировке тяжелых роторов нижняя резонансная частота вращения может быть равной 100-110 об/мин. Верхняя резонансная частота вращения примерно в 1,7 раза выше нижней.

Подготовка и наладка переносного станка

2.21. Переносные станки по сравнению со стационарными имеют следующие особенности:

- установка стоек станка по высоте и по уровню выполняется за счет регулирования высоты установочных болтов;

- зажимы и шарниры подвесных лент и подшипников освобождаются перед укладкой ротора и закрепляются после окончательной укладки ротора и прицентровки его к электродвигателю;

- стойка двигателя крепится к фундаменту или к близлежащим колоннам машинного зала;

- смазка подшипников обычно осуществляется от напорных масляных баков и поэтому особенно важно следить за чистотой масла и нормальной его подачей на шейки ротора;

- зажим головок станка выполняется двумя рукоятками и поэтому следует обратить внимание на плавность зажима и освобождения головок станка.

2.22. Если в конструкции станка не предусмотрено ограждение осевого сдвига ротора галтелями на роторе и торцевыми частями подшипников, то необходимо установить упоры на каждой головке станка с осевым разбегом ротора не более 1-2 мм.

Если по конструктивным соображениям упоры приходится устанавливать на стойках станка, то величину осевого разбега увеличивают до 3-8 мм. При этом желательно добиться такой укладки ротора в подшипники по уровню, чтобы при выбеге ротор почти не касался упоров.

2.23. В некоторых конструкциях станка вместо пальцевых муфт используются кулачковые саморасцепляющиеся муфты. При использовании этих муфт необходимо:

- установить и закрепить две шпильки одинаковой массы в полумуфту ротора;

- проверить при двух вертикальных и двух горизонтальных положениях зацепление рычагов полумуфты со шпильками в положении муфты "Включено" во избежание удара при включении электродвигателя;

- убедиться в отсутствии касания рычагов со шпильками в положении муфты "Отключено";

- проверить работу стопорного устройства;

- убедиться в автоматическом расцеплении муфты после отключения электродвигателя.

ПРИМЕР РАСЧЕТОВ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ НА СТАНКЕ

Балансировка ротора низкого давления турбины К-160-130 ХТГЗ.

$$G_p = 30400 \text{ кг}; \quad L = 4076 \text{ мм};$$

$$G_{оп} = 15200 \text{ кг}; \quad l = 650 \text{ мм};$$

$$r = 0,55 \text{ м}; \quad K = \frac{1}{1 - \frac{l}{L}} = 1,18.$$

Балансировка проводилась методом измерения амплитуды колебаний головки станка.

Первоначальная амплитуда колебаний головки станка балансируемой стороны  $A_0 = 3,3 \text{ мм}$ .

Масса пробного груза:

$$P_{пр} = 10 \frac{A_0 G_{оп}}{r} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 10 \frac{3,3 \cdot 15200}{0,55} \cdot 10^{-6} = 0,910 \text{ кг}.$$

Принято  $P_{пр} = 0,9 \text{ кг}$ .

Амплитуды колебаний при пусках с пробным грузом:

$$A_1 = 4,9 \text{ мм}; \quad A_2 = 4,3 \text{ мм}; \quad A_3 = 2,0 \text{ мм}.$$

Из графического построения (см. рис.3, разд.3) место установки балансировочного груза - в точке Б, отстоящей от места установки пробного груза при третьем пуске на угол  $\beta$  против вращения.

Масса балансировочного груза

$$Q_B = P_{пр} \frac{A_0}{OD} = 0,9 \frac{3,3}{1,9} = 1,56 \text{ кг}.$$

Принято  $Q_B = 1,5 \text{ кг}$ .

При пуске с балансировочным грузом остаточная амплитуда  $A_{ост} = 0,25 \text{ мм}$ , что ориентировочно можно считать допустимым.

Определяем чувствительность станка (обходим контрольным грузом:

$$P_k = 10 \frac{G_{оп}}{r} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 10 \frac{15200}{0,55} \cdot 10^{-6} = 0,280 \text{ кг}.$$

Принято  $P_k = 0,3 \text{ кг}$ .

Пуски с установкой контрольного груза

за в четырех точках через  $90^\circ$  дали следующие результаты:

$$A_1 = 1,0 \text{ мм}; \quad A_2 = 0,8 \text{ мм};$$

$$A_3 = 0,5 \text{ мм}; \quad A_4 = 0,65 \text{ мм}.$$

$$A_{ср} = \frac{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}{4} = \frac{2,95}{4} = 0,74 \text{ мм}.$$

Чувствительность станка:

$$\alpha = \frac{A_{ср}}{P_{кон} \cdot r} \cdot \frac{1}{1 - \frac{l}{L}} = \frac{0,74}{0,3 \cdot 0,55} \cdot 1,18 = 5,2 \text{ мм/кг} \cdot \text{м}$$

Остаточный дисбаланс

$$q = \frac{A_{ост}}{\alpha} = \frac{0,25}{5,2} = 0,048 \text{ кг} \cdot \text{м}.$$

Динамическая реакция опоры:

$$R_{ост} = q \cdot 10^4 \left( \frac{n_{оп}}{3000} \right)^2 = 0,048 \cdot 10^4 \left( \frac{3000}{3000} \right)^2 = 480 \text{ кг}.$$

В процентах от веса ротора на опору:

$$\frac{R_{ост}}{G_{оп}} \cdot 10^2 = \frac{480}{15200} \cdot 10^2 = 3,2\%$$

т.е. несколько выше допустимой нормы 3%.

При подсчете чувствительности станка по фактическим результатам балансировки:

$$\alpha' = \frac{A_0 - A_{ост}}{Q_B \cdot r} \cdot \frac{1}{1 - \frac{l}{L}} = \frac{3,3 - 0,25}{1,5 \cdot 0,55} \cdot 1,18 = 4,4 \text{ мм/кг} \cdot \text{м}.$$

Остаточный дисбаланс

$$q' = \frac{A_{ост}}{\alpha'} = \frac{0,25}{4,4} = 0,057 \text{ кг} \cdot \text{м}; \quad R_{ост} = 570 \text{ кг};$$

$$\frac{R_{ост}}{G_{оп}} \cdot 10^2 = 3,7\%.$$

Необходима добалансировка до получения  $A_{ост} = 0,2 \text{ мм}$ .

Тип турбоагрегата	Ротор	Масса ротора на опору $G_{оп}$ , кг	Радиус установки грузов $r$ , м	Система грузов	Номер подшипника	Балансировочная чувствительность $a$ , мм/кг		Требуемая точность балансировки на станке $e$ , мкм (при $A_{пр} \leq 5$ мкм)						
						Вертикальная	Поперечная	Вертикальная	Поперечная	Минимальная				
К-300-240 ХТЗ + ТТВ-300 Электротяжмаш	Низкого давления турбины	16000	0,645	Кососимметричная пара	1	II	10	18,3	20,0	2,5				
					2	30	14	6,7	14,4					
					3	49	27	4,1	7,5					
					4	81	37	2,5	5,4					
					5	59	78	3,4	2,6					
					6	13	20	15,5	10,0					
					7	14	21	14,4	9,6					
	Генератора	28000	0,450	Кососимметричная пара	5	25	31	3,2	2,6	0,65				
					6	130	46	0,65	1,7					
					7	48	24	1,7	3,4					
					Кососимметричная пара	18000	0,525	3	31		17	4,7	8,6	2,2
								4	40		13	3,6	11,2	
								5	67		27	2,2	5,4	
								6	20		25	7,3	5,8	
7	—	—	—	—										
Генератора	21000	0,400	Кососимметричная пара	5				28	13	3,4	7,4	1,6		
				6				53	49	1,8	2,0			
				7	59	5	1,6	19,0						
Симметричная пара	18000	0,525	Симметричная пара	6	4	3	24,0	32,0	2,4					
				7	—	—	—	—						
				3	29	—	5,0	—						
				4	48	—	3,0	—						
				5	62	—	2,4	—						
				6	11	—	13,2	—						
				7	17	—	8,5	—						
Генератора	24000	0,420	Кососимметричная пара	4	16	15	5,5	5,8	1,0					
				5	17	10	5,1	8,8						
				6	84	49	1,0	1,8						
				7	85	33	1,0	2,7						
				Симметричная пара	18000	0,525	Симметричная пара	6		6	13	14,6	6,7	6,7
								7		2	6	43,8	14,6	

Балансировка ротора на станке может проводиться двумя способами:

а) с поочередным освобождением головок станка на одной резонансной частоте вращения;

б) с двумя освобожденными головками на двух резонансных частотах вращения.

При выборе способа балансировки следует исходить из степени симметричности ротора и характера ремонтных работ, вызвавших дисбаланс.

При балансировке несимметричных роторов (например, однопоточных роторов турбин или при односторонней замене лопаток на **двухпоточном роторе турбины**) балансировка ведется с поочередным освобождением головок станка на одной резонансной частоте вращения.

При балансировке симметричных роторов (например, роторов турбогенераторов) можно балансировать с двумя освобожденными головками на двух резонансных частотах вращения с раздельной компенсацией симметричных и кососимметричных составляющих дисбаланса.

При балансировке длинных роторов (особенно роторов турбогенераторов мощных турбоагрегатов) не следует допускать длительных перерывов между пусками, так как разность температурного поля вблизи ротора может значительно исказить показатели балансировки.

Поэтому перед началом балансировки такого ротора и при длительном (более 1-2 ч) перерыве между пусками необходимо некоторое время вращать ротор при постоянной частоте вращения. Лишь убедившись в повторяемости показаний измеряемых параметров на резонансной частоте вращения, следует приступить к балансировке (или к ее продолжению).

В процессе балансировки результаты измерений после каждого пуска записываются в формуляр балансировки (приложение 7).

Балансировка с поочередным освобождением головок станка на одной резонансной частоте вращения

**3.1. Последовательность операций:**

- балансировка первой стороны ротора;
- балансировка второй стороны ротора;

- уточнение величины и места установки балансировочных грузов с обеих сторон.

3.2. Первой балансируется сторона ротора, у которой размах колебаний на резонансной частоте вращения был больше. Проводятся контрольные пуски, уточняющие первоначальную амплитуду колебаний, и на основе этого выбирается пробный груз, масса которого  $P_{пр}$  в килограммах определяется из эмпирической формулы:

$$P_{пр} = (10 \div 20) \frac{A_0 G_{оп}}{r} 10^{-6},$$

- где  $A_0$  - первоначальная амплитуда колебаний<sup>1</sup> головки станка, мм;
- $G_{оп}$  - масса ротора, приходящаяся на данную опору, кг;
- $r$  - радиус установки пробных грузов, м.

3.3. Если на основании предыдущих балансировок имеются данные о чувствительности станка для соответствующей массы ротора, то масса пробного груза может быть определена из следующего выражения:

$$P_{пр} = \frac{A_0}{rd},$$

- где  $d$  - чувствительность станка, мм/кг·м.

3.4. Определение величины и места установки балансировочных грузов проводится после выполнения пусков станка с установкой пробных грузов. Возможны два метода балансировки:

- с измерением амплитуды колебаний головок станка;
- с измерением амплитуды и фазы колебаний головок станка.

Выбор того или иного метода зависит от применяемых измерительных приборов, качества настройки станка и квалификации исполнителя.

<sup>1</sup>Для удобства изложения здесь и далее вместо термина "двойная амплитуда колебаний" пишется "амплитуда колебаний".

Балансировка методом измерения амплитуды колебаний головок станка

3.5. Пробный груз устанавливается в произвольную точку балансируемой стороны ротора. Ротор разворачивается до частоты вращения, несколько превышающей резонансную частоту (примерно до 200-220 об/мин), после чего отключаются электродвигатель и муфта, освобождается головка с балансируемой стороны ротора и при выбеге измеряется наибольшая амплитуда колебаний головки станка (на резонансной частоте). После этого проводятся еще два пуска с установкой пробного груза в любые две точки балансируемой стороны на том же радиусе, отстоящие от первой точки на 90-120°.

3.6. По результатам измерений амплитуд колебаний головки станка при пуске без груза и трех пусках с пробными грузами опре-

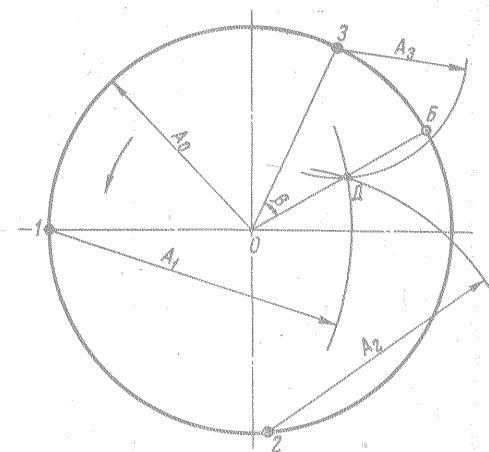


Рис.3. Графическое определение места установки балансировочного груза при балансировке методом измерения амплитуд колебаний головок станка:

1,2,3 - места установки пробных грузов;  
B - место установки балансировочного груза;  
масса балансировочного груза  $Q_B = P_{пр} \frac{A_0}{OD}$

деляется величина и место установки балансировочного груза.

Расчеты ведутся графическим способом (рис.3). Для этого чертится окружность с радиусом, равным начальной амплитуде  $A_0$  (в выбранном масштабе); из точек 1 и 2, соответствующих местам установки пробного груза, засекаются дуги радиусами, равными амплитудам

колебаний головки станка при этих пусках ( $A_1, A_2, A_3$ ). Если амплитуды колебаний головки измерены правильно, то дуги трех окружностей пересекутся в одной точке D. Проведя линию из центра окружности O через точку пересечения дуг D до пересечения с окружностью получим точку B, отстоящую от ближайшей точки 3 установки пробного груза на угол  $\beta$ . Точка B указывает место установки балансировочного груза. Масса балансировочного груза определяется по формуле

$$Q_B = P_{пр} \frac{A_0}{OD}$$

Если точка D окажется за пределами первоначальной окружности, это указывает на то, что масса пробного груза оказалась больше существующего дисбаланса. В этом случае надо либо повторить пуски с пробным грузом меньшей массы, либо использовать результаты подсчетов по этой диаграмме.

Балансировка методом измерения амплитуды и фазы колебаний головок станка

3.7. Метод одновременного измерения амплитуды и фазы значительно сокращает число пусков станка и увеличивает точность балансировки. Препятствием к его применению являются трудности измерения фазы в режиме прохода через резонанс.

3.8. Величина и место установки балансировочного груза определяются из векторной диаграммы, построенной по результатам измерений амплитуды и фазы колебаний при двух пусках: первоначальном и с пробным грузом (рис.4).

Из произвольной точки O в масштабе проводятся два вектора колебаний головки станка: первоначальный  $\vec{A}_0$  и после пуска с пробным грузом  $\vec{A}_1$ . Угол  $\beta$  между этими векторами равен углу между отметками на роторе при обоих пусках или разности показаний фазометра измерительного прибора при этих пусках.

Вектор  $\vec{A}_2$  - влияние пробного груза. Чтобы устранить колебания, вызванные первоначальным дисбалансом, необходимо, чтобы вектор  $\vec{A}_2$  был равен по абсолютной величине вектору  $\vec{A}_0$  и имел противоположное направление. В соответствии с этим условием место установки балансировочного груза находится под углом  $\beta$  к месту установки пробного груза.

Масса балансировочного груза определя-

О к о н ч а н и е п р и л о ж е н и я 8

Тип турбины	Ротор	Масса ротора, кг		Установка грузов на ступени	Допустимый дисбаланс			
		Общая G	На опоры $\frac{G_{оп}}{G_{оп2}}$		Масса Q, г	Радиус r, мм	Qr г. мм	$\frac{Qr}{G_{оп} \cdot \frac{G_{оп}}{G_{оп2}}}$ кг. мм
T-100-130	Р.в.д.	4700	2900 1800	1 9	30 18	335 332	10050 5976	3,4 3,3
	Р.с.д.	14100	5800 8300	10 23	48 50	354 442,5	16992 24337,5	2,9 2,9
	Р.н.д.	16200	8100 8100	25 27	60 60	525 525	31500 31500	3,9 3,9
T-250/300-240	Р.в.д.	8500	4000 4500	6 12	50 53	322,5 337,5	16125 17887,5	4,0 4,0
	Р.с.д.-1	10700	5600	13	62	365	22630	4,0
			5100	22	57	365	20805	4,1
			13900	23	107	460	49220	3,5
	Р.с.д.-2	27800	13900	32	107	460	49220	3,5
			16700	31	103	572,5	58967,5	3,5
Р.н.д.	33500	16800	40	103	572,5	58967,5	3,5	

П р и л о ж е н и е 9

Т О Ч Н О С Т Ъ Б А Л А Н С И Р О В К И Н А С Т А Н К Е С У Ч Е Т О М Б А Л А Н С И Р О В О Ч Н Ы Х Ч У В С Т В И Т Е Л Ь Н О С Т Е Й П О Д Ш И П Н И К О В Т У Р Б О А Г Р Е Г А Т А Н А Р А Б О Ч Е Й Ч А С Т О Т Е В Р А Щ Е Н И Я

Тип турбоагрегата	Ротор	Масса ротора на опору $G_{оп}$ , кг	Радиус установки грузов, $r, \text{мм}$	Система грузов	Номер подшипника	Балансирующая чувствительность $a$ , мкм/кг		Требуемая точность балансировки на станке $\epsilon$ , мкм (при $A_{подш} \leq 5 \text{ мкм}$ )		
						Вертикальная	Поперечная	Вертикальная	Поперечная	Минимальная
K-300-240 ДМБ + ТВВ-320 "Электросила"	Низкого давления турбины	16300	0,600	Кососимметричная пара	1	22	25	8,4	7,3	2,4
					2	24	23	7,7	8,0	
					3	48	41	3,8	4,5	
					4	65	35	2,8	5,2	
					5	78	66	2,4	2,8	
					6	37	62	5,0	3,0	
					7	13	15	14,1	12,2	
	Генератора	27500	0,450	Симметричная пара	3	20	-	4,1	-	0,9
					4	22	17	3,7	4,8	
					5	37	25	2,2	3,3	
					6	95	41	0,9	2,0	
					7	26	13	3,1	6,3	
					3	15	12	5,4	6,8	
					4	7	7	11,6	11,6	
5	-	5	-	16,3						
6	18	11	4,5	7,4	4,5					
7	13	10	6,3	8,2						

Приложение 8  
ДОПУСТИМЫЕ ДИСБАЛАНСЫ НА РОТОРАХ ТУРБИН

Тип турбины	Ротор	Масса ротора, кг		Установка грузов на ступени	Допустимый дисбаланс			
		Общая G	На опоры $\frac{G_{оп1}}{G_{оп2}}$		Масса Q, г	Радиус r, мм	Qr, г·мм	$\frac{Qr}{G_{оп}}$ г·мм/кг
Турбины ЛМЗ								
К-50-90-3	-	18600	8000	I	41	567,5	23267,5	2,9
			10600	2	25	1287,5	32187,5	2,9
К-100-90-6	Р.в.д.	12600	6000	I	27	577	15579	2,6
	Р.н.д.	22500	11200	20	24	718,5	17244	2,6
ПТ-60-90/13	Р.в.д.	7800	3800	I	20	577	11540	3,0
	Р.н.д.	16700	7700	15	22	525	11550	2,9
ПТ-60-130/13	Р.в.д.	8100	3900	I	20	561	11220	2,9
	Р.н.д.	16700	7800	17	25	503,5	12587,5	3,0
К-200-130	Р.в.д.	7000	3000	I	19	521,5	9908,5	2,8
	Р.с.д.	16200	6200	I	17	568	9656	2,8
	Р.н.д.	36000	18000	13	27	625,8	16896,6	2,7
			18000	23	27	1006	27162	2,7
К-300-240	Р.в.д.	9700	4700	27	40	1387,5	55500	3,1
	Р.с.д.	30400	12400	31	38	1387,5	55500	3,1
	Р.н.д.	32600	16300	27	40	1387,5	55500	3,1
			16300	34	23,6	1700	40120	2,5
				39	23,6	1700	40120	2,5
Турбины ТМЗ								
ПТ-25-90/10	-	15300	7000	I	50	425	21250	3,0
			8300	24	55	467,5	25712,5	3,1
ПР-25-90/10	-	11400	5500	I	43	425	18275	3,3
			5500	23	41	467,5	19167,5	3,3
Т-50-130	Р.в.д.	4520	-	I	-	-	-	-
	Р.н.д.	18800	7200	9	-	-	-	-
			11700	10	64	349	22336	3,1
				25	70	530	37100	3,2

ется по формуле

$$Q_б = \rho_{пр} \frac{A_0}{A_2}$$

Уточнение величины и места установки балансировочных грузов

3.9. После установки расчетного балансировочного груза ( $Q_б^{расч}$ ), подсчитанного одним из описанных выше способов, измеряется остаточная амплитуда колебаний балансируемой стороны.

Если эта амплитуда не превышает 0,2-0,25 мм, то предварительную балансировку данной стороны можно считать законченной и приступают к балансировке второй стороны.

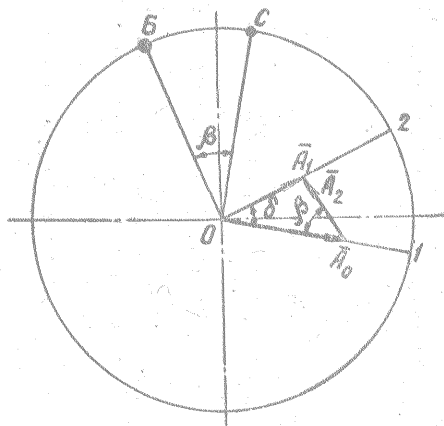


Рис. 4. Графическое определение места установки балансировочного груза при балансировке методом измерения амплитуды и фазы колебаний головок станка: 1 - отметка первого пуска; 2 - отметка второго пуска; C - место установки пробного груза; б - место установки балансировочного груза

Если же результаты проверочного пуска окажутся неудовлетворительными, то следует уточнить массу и место установки балансировочного груза.

Для этого проводится дополнительная балансировка с установкой дополнительного груза, масса которого определяется по чувствительности станка, подсчитанной в ходе балансировки.

Последующие построения и расчеты выполняются, как указано выше.

3.10. Другой, более трудоемкий способ уточнения балансировочного груза заключается в следующем: проводится серия пусков со сме-

щением  $Q_б^{расч}$  на 7-10% в обе стороны от предварительно выбранного места установки и определяется оптимальное место установки груза. После этого проводится несколько пусков с грузами разной массы, отличающимися от  $Q_б^{расч}$  на  $\pm(5+10)\%$ , установленными в окончательно выбранное место установки, и определяется оптимальная масса груза.

3.11. По окончании балансировки второй стороны и установки балансировочного груза этой стороны ( $Q_б^II$ ) проверяется амплитуда колебаний головки станка с первой стороны. Если амплитуда колебаний первой стороны значительно возрастет, необходимо ее добалансировать, найдя величину и место крепления корректирующего груза одним из описанных выше способов. Затем то же самое проделать и на второй стороне.

3.12. Расчетное определение корректирующих грузов проводится по следующим формулам:

$$x = Q_б^II \frac{m \cdot n}{mn - ab}$$

$$y = Q_б^II \frac{am}{mn - ab} \cdot \frac{r_2}{r_1}$$

где  $Q_б^II$  - балансировочный груз второй стороны;

$m, n, a, b$  - размеры ротора;

$r_1$  и  $r_2$  - радиусы крепления грузов на первой и второй сторонах.

$Q_б^II$  Груз  $x$  устанавливается вместо груза

Груз  $y$  устанавливается на первой стороне в точке, диаметрально противоположной точке установки груза  $x$  (рис. 5).

Расчеты по этим формулам бывают особенно полезны при больших расстояниях от оси головки до плоскости установки грузов (размеры  $a$  и  $b$ ).

Балансировка с двумя освобожденными головками на двух резонансных частотах вращения

3.13. Балансировка ведется в такой последовательности:

- балансировка на первой (нижней) резонансной частоте вращения системой симметричных грузов;

- балансировка на второй (верхней) резонансной частоте вращения системой кососимметричных грузов.

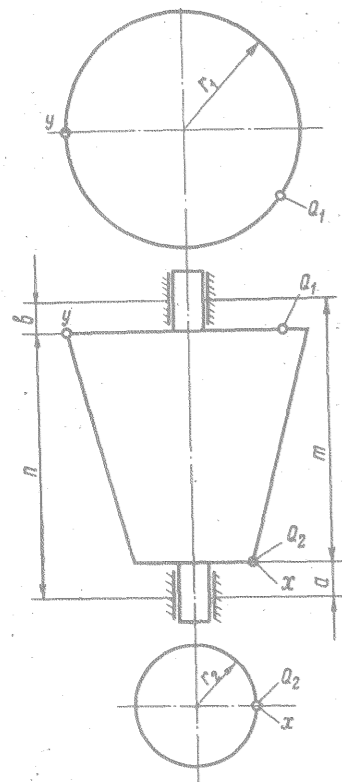


Рис.5. Основные размеры ротора, используемые при расчете корректирующих грузов

3.14. Ротор разворачивается до частоты вращения, несколько превышающей верхнюю резонансную частоту (примерно 240-280 об/мин), после чего отключается электродвигатель и муфта и освобождаются головки станка с двух сторон. При выбеге проводятся одновременные измерения с каждой стороны на верхней и нижней резонансных частотах вращения. Величина пробного груза выбирается по приведенной выше формуле, имея в виду, что это будет масса груза, устанавливаемого с одной стороны.

3.15. Определение величины и места установки балансировочных грузов проводится теми же методами перестановки пробных грузов, которые описаны выше при балансировке на одной резонансной частоте вращения.

3.16. Соответствующие графические построения выполняются на каждой стороне с установкой симметричных или кососимметричных грузов по среднему значению расчетов двух сторон. Обычно грузы устанавливаются одинаковой массы и достаточно точно симметрично и кососимметрично. Строгое соблюдение этого правила особенно важно после окончания балансировки на одной из частот вращения. При отличии радиусов установки по сторонам необходим пересчет массы грузов так, чтобы произведения массы груза и радиуса были равны

$$P_1 r_1 = P_2 r_2, \text{ или } P_1 = P_2 \frac{r_2}{r_1}$$

#### 4. ОЦЕНКА КАЧЕСТВА БАЛАНСИРОВКИ

Качество балансировки может быть определено несколькими способами.

4.1. Остаточный дисбаланс сравнивается с допустимым, указанным в технических условиях завода-изготовителя. В заводских чертежах окончательной обработки и балансировки роторов турбин имеется указание о допустимом дисбалансе после балансировки на станке для каждой заданной плоскости коррекции, выраженном в грамм-миллиметрах (или грамм-сантиметрах):

где  $q_{доп} = Q \cdot r$  - допустимый дисбаланс, г·мм;  
 $q_{ост} = \frac{A_{ост} \cdot 10^6}{\alpha}$  - остаточный дисбаланс после балансировки, г·мм,  
 или  $A_{ост} \leq Q r \alpha \cdot 10^{-6}$  мм.

Однако более желательно пользоваться термином "удельный допустимый дисбаланс", т.е. дисбаланс, отнесенный к 1 кг массы ротора, приходящейся на данную опору,

$$e = \frac{Qr}{G_{оп}}$$

1 г·мм/кг удельного дисбаланса равнозначен смещению центра тяжести ротора от оси вращения на 1 мкм.

В приложении 8 приведены допустимые дисбалансы на роторах турбин ЛМЗ и ТМЗ. Среднее значение допустимого дисбаланса по техническим условиям заводов составляет 2,5-3,5 мкм.

4.2. Подсчитываются предполагаемые величины вибрации подшипников турбоагрегата на

#### Приложение 6

##### СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ПО ВОЗБУДИТЕЛЯМ К ТУРБОГЕНЕРАТОРАМ

Тип возбудителя	Тип турбогенератора	Масса ротора, т	Расстояние между осями подшипников, мм
ВТ-170-3000	ТВС-30	0,8	1625
ВТ-450-3000	ТВФ-60-2 ТВФ-100-2	1,5	1820
ВГТ-2500-500	ТВВ-165-2	7,8	2900
ВГТ-2700-500	ТВВ-200-2	7,8	2900
ВГТ-4500-500	ТВВ-320-2	9,2	3400
ВГТ-5000-500	ТВВ-500-2	11,55	4100
ВТ-6000-2	ТВВ-800-2	7,7	3950
СТВ-12Б	ТТВ-500	8,6	3430
ВТМ-1400-750р	ТВМ-300	5,9	-

#### Приложение 7

##### ФОРМУЛЯР БАЛАНСИРОВКИ НА СТАНКЕ

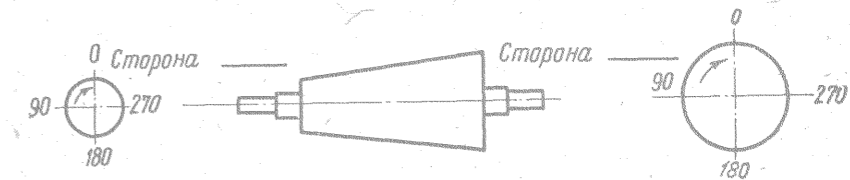
(энергосистема, ремонтное предприятие)

(ГРЭС, ТЭЦ)

Турбоагрегат № \_\_\_\_\_, тип \_\_\_\_\_

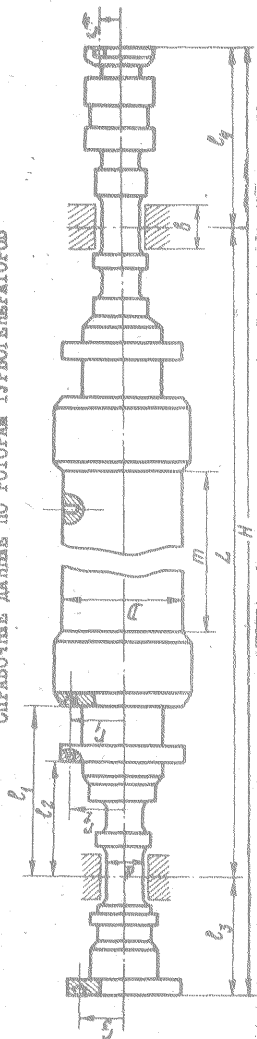
$N_3$  \_\_\_\_\_ МВт,  $n_{раб}$  \_\_\_\_\_ об/мин

Балансировка ротора \_\_\_\_\_ после \_\_\_\_\_  
Дата \_\_\_\_\_



Номер пуска	$n_{рез}$ , об/мин	Система грузов, кг/град		Амплитуда колебаний, мм	
		Сторона I	Сторона II	Сторона I	Сторона II

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ПО РОТОРАМ ТУРБОАГРЕГАТОВ



Обозначение	Тип турбоагрегата	Масса ротора, G, т	Максимальный момент, G·D <sup>2</sup> , т·м <sup>2</sup>	Размеры, мм										Общая длина, H	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	b	К <sub>1</sub>	К <sub>2</sub>	Расчетные критические частоты вращения, об/мин	
				L	m	d	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	l <sub>4</sub>	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	r <sub>3</sub>										r <sub>4</sub>	π <sub>1</sub>
Экзотерм	ТБ-25-2	16,8	4,9	5585	2732	280	733	360	640	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	320	1660	4500	
Экзотерм	ТБ-30-2	18	5,0	6450	2736	280	1260	650	680	300	1260	650	680	300	1260	650	680	300	1260	650	680	1449	3990	
Экзотерм	ТБ-50-2	31	13,5	6760	3180	300	1125	815	850	375	1125	815	850	375	1125	815	850	375	1125	815	850	1455	3850	
Экзотерм	ТБ-60-2	31	8,85	6778	3180	300	1064	825	1045	375	1064	825	1045	375	1064	825	1045	375	1064	825	1045	1320	3920	
Экзотерм	ТБ-60-2	24	8,85	6010	2750	300	1086	760	905	366	1086	760	905	366	1086	760	905	366	1086	760	905	1640	4800	
Экзотерм	ТБ-100-2	47,8	23	10150	8500	350	780	1070	1030	390	780	1070	1030	390	780	1070	1030	390	780	1070	1030	1100	3760	
Экзотерм	ТБ-2-100-2	45,6	21	8550	5320	400	920	825	1130	425	920	825	1130	425	920	825	1130	425	920	825	1130	1250	3740	
Экзотерм	ТБ-100-2	29,8	13,0	6760	3250	325	1207	915	800	425	1207	915	800	425	1207	915	800	425	1207	915	800	1500	4370	
Экзотерм	ТБ-150-2	58,6	35,5	9700	6320	400	1000	940	1130	450	1000	940	1130	450	1000	940	1130	450	1000	940	1130	1070	3400	
Экзотерм	ТБ-165-2	34,6	17,8	7200	3860	350	1125	800	1210	420	1125	800	1210	420	1125	800	1210	420	1125	800	1210	1440	3970	
Экзотерм	ТБ-200-2	51	26,4	10000	5520	400	1110	900	1330	567	1110	900	1330	567	1110	900	1330	567	1110	900	1330	1220	3560	
Экзотерм	ТБ-200-2	42,2	22,4	7700	4250	400	1100	835	1210	465	1100	835	1210	465	1100	835	1210	465	1100	835	1210	1350	4800	
Экзотерм	ТБ-220-2	43,0	—	7700	4250	400	1100	835	1210	465	1100	835	1210	465	1100	835	1210	465	1100	835	1210	—	—	
Экзотерм	ТБ-320-2	55,0	30	10725	6000	450	1210	950	1625	450	1210	950	1625	450	1210	950	1625	450	1210	950	1625	800	2600	
Экзотерм	ТБ-500-2	65,3	45,5	10310	6250	500	1255	770	1625	435	1255	770	1625	435	1255	770	1625	435	1255	770	1625	900	—	
Экзотерм	ТБ-800-2	80,0	56,0	11780	—	520	—	1015	1495	—	—	1015	1495	—	—	1015	1495	—	—	1015	1495	690	2000	
Экзотерм	ТБ-25	17	5,4	5200	2640	280	695	1300	740	—	695	1300	740	—	695	1300	740	—	695	1300	2000	—		
Экзотерм	ТБ-30	16,5	5,3	5620	2700	280	840	650	646	310	840	650	646	310	840	650	646	310	840	650	1600	4500		
Экзотерм	ТБ-200	47,8	26,5	8100	4760	435	800	1890	1635	420	800	1890	1635	420	800	1890	1635	420	800	1890	1350	440		
Экзотерм	ТБ-300	55,8	31,3	8750	5800	450	710/970	1625	1600	450	710/970	1625	1600	450	710/970	1625	1600	450	710/970	1625	1280	4130		
Экзотерм	ТБ-500	61,8	33,0	9000	6000	500	720	1530	1680	—	720	1530	1680	—	720	1530	1680	—	720	1530	1200	4200		
Экзотерм	ТБМ-300	50,4	—	9300	—	450	1150	1870	1430	445	1150	1870	1430	445	1150	1870	1430	445	1150	1870	1200	—		

115/14  
217/14

рабочей частоте вращения, исходя из балансирующих чувствительностей подшипников к установке определенной системы грузов в заданные плоскости коррекции ротора. На рабочей частоте вращения амплитуда вибрации подшипников (в микрометрах) определяется выражением

$$A_{подш} = \alpha Q,$$

где  $\alpha$  - чувствительность подшипника, мкм/кг; Q - система балансирующих грузов, кг.

Подставляя значение Q из этого уравнения в уравнение  $e = \frac{qr}{G_{оп}}$ , получим необходимую точность балансировки (в микрометрах) на станке:

$$e = \frac{A_{подш} \cdot r}{\alpha \cdot G_{оп}} \cdot 10^6,$$

где величина r берется в метрах, G<sub>оп</sub> - в килограммах.

Задаваясь минимальным значением A<sub>подш</sub>, можно оценить требуемую точность балансировки. Чем больше величина балансирующей чувствительности, тем более точно должен быть отбалансирован ротор.

В приложении 9 приведены данные расчетов требуемой точности балансировки для некоторых роторов блочных турбоагрегатов мощностью 300 и 200 МВт с учетом балансирующих чувствительностей при условии, что вибрация подшипников от остаточного дисбаланса не будет превышать 5 мкм.

Как видно из приложения 9, наиболее высокая точность требуется при балансировке роторов генераторов при установке кососимметричных грузов. В этом случае следует добиваться точности около 1 мкм. В то же время при установке симметричных грузов достаточно получить точность балансировки 4-5 мкм. Для роторов низкого давления турбин при кососимметричной системе грузов минимальная точность балансировки около 2,5 мкм.

4.3. Определяются динамические реакции опор турбоагрегата, вызываемые дисбалансом в роторе на рабочей частоте вращения. Остаточная динамическая реакция опоры (в килограммах) после балансировки на станке подсчитывается из следующего выражения

$$R_{ост} = \frac{\omega^2}{g} \frac{A_{ост}}{\alpha},$$

где  $\frac{A_{ост}}{\alpha}$  - остаточный дисбаланс, кг·м;

A<sub>ост</sub> - амплитуда колебаний головки станка по окончании балансировки, мм;  $\alpha$  - чувствительность станка, мм/кг·м;  $\omega$  - круговая частота вращения ротора, с<sup>-1</sup>.

Учитывая, что  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , а  $\omega = \frac{\pi n_{рад}}{30}$ , где n<sub>рад</sub> - рабочая частота вращения ротора, об/мин,

$$R_{ост} = \frac{A_{ост}}{\alpha} \left( \frac{n_{рад}}{3000} \right)^2 \cdot 10^4.$$

В процентах к массе ротора, приходящейся на данную опору,

$$\frac{R_{ост}}{G_{оп}} 100 = \frac{A_{ост}}{\alpha G_{оп}} \left( \frac{n_{рад}}{3000} \right)^2 \cdot 10^6,$$

где G<sub>оп</sub> - масса ротора, приходящаяся на опору, кг.

Остаточная динамическая реакция опоры, выраженная в процентах от массы ротора, приходящейся на одну опору, численно равна удельному дисбалансу.

Для подсчета R<sub>ост</sub> необходимо определить чувствительность станка.

4.4. Под чувствительностью станка при балансировке ротора заданной массы понимается изменение амплитуды колебаний головки станка, вызываемое грузом массой I кг на радиусе I м, установленным в плоскости коррекции, находящейся на расстоянии l от центра головки станка.

Чувствительность головки станка подсчитывается из выражения

$$\alpha = \frac{A}{qr} \cdot \frac{1}{1 - \frac{l}{L}} \text{ мм/кг·м},$$

где A - амплитуда колебаний головки станка при установке в плоскости коррекции груза Q (в килограммах) на радиусе r (в метрах);

$\frac{1}{1 - \frac{l}{L}}$  - K-поправочный коэффициент, учитывающий положение плоскости коррекции по отношению к головке станка;

l - расстояние от центра головки станка до ближайшей плоскости коррекции, мм;

L - расстояние между центрами головок станка, мм.

Значения поправочного коэффициента K для роторов турбин и генераторов отечественного производства могут быть взяты из приложений 3-6.

4.5. Чувствительность станка подсчитывается по окончании балансировки для каждой головки станка путем обхода контрольным грузом.

$$\alpha = \frac{A_{cp}}{P_{кон} \cdot r} \cdot \frac{1}{1 - \frac{L}{r}} \text{ мм/кг.м.}$$

где  $A_{cp} = \frac{\sum A^4}{4}$  - средняя амплитуда колебаний станка при обходе ротора контрольным грузом, устанавливаемым в четырех точках через 90° на одном и том же радиусе, мм;

$P_{к}$  - масса контрольного груза, кг;

$r$  - радиус установки контрольного груза, м.

При выборе величины контрольного груза следует исходить из условия достаточного изменения амплитуды колебаний головок станка и одновременно из того, что центробежная сила от дисбаланса, вызванная установкой этого груза при рабочей частоте вращения, не превышает примерно 10% веса ротора, приходящегося на данную опору.

Рекомендуется следующая формула для выбора величины контрольного груза:

$$P_{к} = 10 \frac{G_{оп}}{r} 10^{-6}$$

где  $G_{оп}$  - масса ротора, приходящаяся на данную опору, кг.

Приближенно чувствительность станка может быть оценена также по фактическим результатам балансировки каждой стороны:

$$\alpha = \frac{A_0 - A_{ост}}{Q_5 r} \cdot \frac{1}{1 - \frac{L}{r}} \text{ мм/кг.м.}$$

где  $A_0$  - амплитуда колебаний головок станка до балансировки, мм;

$A_{ост}$  - остаточная амплитуда колебаний головок станка после балансировки, мм;

$Q_5$  - масса установленного балансирующего груза, кг;

$r$  - радиус установки балансирующего груза, м.

Поскольку при балансировке методом измерения амплитуд фазовое положение  $A_0$  и  $A_{ост}$  неизвестно, то при больших значениях разности ( $A_0 - A_{ост}$ ) можно для упрощения рас-

четов пренебречь остаточной амплитудой колебаний головок станка  $A_{ост}$  и в числителе оставить только значение  $A_0$ .

4.6. При балансировке с двумя освобожденными головками на двух резонансных частотах вращения подсчитывается средняя чувствительность станка для обеих головок на каждой резонансной частоте вращения:

а) на первой (нижней) резонансной частоте вращения для симметричных грузов

$$\alpha = \frac{A_c^{cp}}{2 \sum P_c r_c};$$

б) на второй (верхней) резонансной частоте вращения для кососимметричных грузов

$$\alpha = \frac{A_{кc}^{cp}}{2 \sum P_{кc} r_{кc}} \cdot \frac{L}{L - (\ell_1 + \ell_2)}$$

где  $A_c^{cp}$  и  $A_{кc}^{cp}$  - средние амплитуды колебаний обеих головок станка соответственно при обходе симметричными и кососимметричными контрольными грузами, мм;

$\sum P_c r_c$  и  $\sum P_{кc} r_{кc}$  - сумма произведений масс соответственно симметричных или кососимметричных контрольных грузов и радиусов их установок, кг.м.;

$L$  - расстояние между центрами головок станка, мм;

$\ell_1$  и  $\ell_2$  - расстояние от центра головки станка до ближайшей плоскости коррекции, мм.

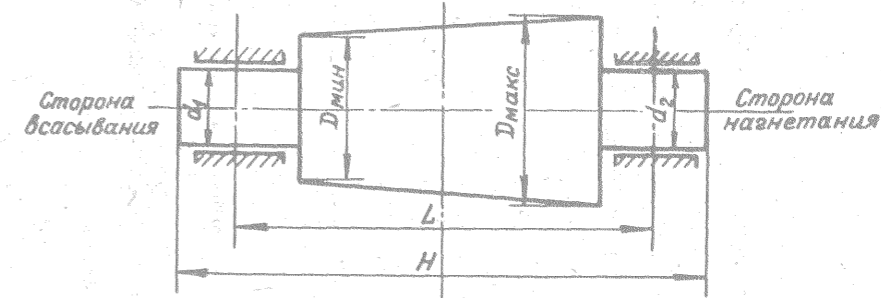
4.7. Оценка качества балансировки дается по наибольшей динамической реакции, создаваемой остаточным дисбалансом, подсчитанной для любой из плоскостей балансируемых сторон при установке единичных, симметричных или кососимметричных грузов.

4.8. На рис.6 приведены кривые чувствительности станка, построенные по результатам балансировки. Эти кривые могут быть использованы для ориентировочного определения чувствительности станка.

4.9. При оценке качества выполненной балансировки следует подсчитывать фактическое значение чувствительности данного станка.

4.10. Исходя из изложенного и учитывая

СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ ПО РОТОРАМ НАСОСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБИНЫ К-300-240



Наименование и тип агрегата	Масса ротора, кг	Количество ступеней	Основные размеры, мм					
			Общая длина H	Расстояние между осями подшипников L	Диаметр колеса	Диаметры шейки d <sub>1</sub> d <sub>2</sub>		
Приводная турбина ОР-12ПМ	1578	7	2220	1753	884	100	120	
Турбопитательный насос СВПТ-340-1000	550	6	2830	2598	365	120	115	
Питательный насос СВПЭ-320-550	266	6	2652	2175	280	85	85	
Редуктор питательного насоса СВПЭ-320-550	-	-	колено	1440	900	246,7	160	160
			шестерня	1300	900	642,5	160	160
Приводная турбина ОСПТ-1150	1505	7	2871	1951	889,5	130	150	
Турбопитательный насос ОСПТ-1150	597	6	2367	2763	410	120	100	
Питательный насос ПЭ-600-300	370,8	6	2783	2283	310	105	105	
Бустерный насос 12 ПД8	60,5	1	1385	1010	345	55	55	
Конденсатный насос КсВ475-245/5	384	5	2675	-	430	100	130	
Конденсатный насос КсД475-75/3	219	3	1690	-	-	74	110	
Конденсатный насос КсВ475-85	205	3	1577	-	-	65	65	

Тип турбины	Ротор	Масса ротора, т		Диаметры по лопаткам		Общая длина	Расстояние от оси подвешивания до плоскости торцевых грузов	Основные размеры, мм					Радиусы установки балансирующих грузов					Шагная полярная координата		Поправочные коэффициенты		Расчетная частота вращения, об/мин
		На опору 1	На опору 2	Д <sub>вн</sub>	Д <sub>вн</sub>			Р <sub>1</sub>	Р <sub>2</sub>	Р <sub>3</sub>	Р <sub>4</sub>	Р <sub>5</sub>	Р <sub>6</sub>	Р <sub>7</sub>	Р <sub>8</sub>	Р <sub>9</sub>	Р <sub>10</sub>	Р <sub>11</sub>	Р <sub>12</sub>	К <sub>1</sub>	К <sub>2</sub>	
ПТ-25-90/10 (ВПТ-25-4)	-	15,3	8,3	1122	2110	6945	5000	1262	610	255	1690	425	467	275	300	325	240	260	1,33	1,14	1750	
		16	Нет ов.	1122	2110	6945	5000	1262	610	1255	690	425	467	275	300	325	240	260	1,33	1,14	1709	
ПТ-25-90/10/09 (ВПТ-25-5)	-	11,4	5,9	1122	1472	6650	4600	1282	790	1360	690	425	467	275	300	325	230	260	1,37	1,22	Нет ов.	
		4,5	Нет ов.	912	990	6093	3704	1000	1500	1589	800	335	335	220	240	280	200	240	1,3	1,67	1800	
ПТ-50-130/7 (ВПТ-50-4)	Р.В.А. Р.Н.А.	18,7	8,3	1080	2465	6280	4917	1060	650	363	1000	445	520	365	300	360	240	280	1,28	1,15	1680	
		4,52	Нет ов.	903	301,5	6093	3704	1107	625	Нет оценен	424	925	345	525	225	240	260	Нет ов.	1,3	1,15	1810	
Т-50-130	Р.В.А. Р.Н.А.	18,9	7,2	1107	2465	6266	4917	1107	625	424	925	345	525	225	240	260	Нет ов.	1,3	1,15	1680		
		4,7	1,8	950	955	6171	3704	950	1438	1679	788	330	335	230	240	260	200	1,35	1,64	2325		
Т-100-130	Р.В.А. Р.Н.А.	14,1	8,3	1116	1914	5689	4500	1111	1060	369	820	354	442	230	300	360	Нет ов.	1,33	1,3	2210		
		16,2	8,1	2104	2465	5530	3560	625	625	980	990	990	525	420	360	360	Нет ов.	1,22	1,22	2425		
ПТ-135/165-130/15	Р.В.А. Р.Н.А.	10,4	Нет ов.	973	1131	6000	4945	1030	1070	385	670	315	370	256	240	330	200	300	1,27	1,28	Нет оценен	
		30,3	Нет оценен	1154	3110	6850	5470	1150	770	530	850	420	575	255	375	360	435	290	1,27	1,16	1630	
Т-250/300-240	Р.В.А.-1 Р.В.А.-2 Р.Н.А.	8,5	4,0	920	1125	6020	5026	1125	1160	1244	550	325	340	420	240	330	200	300	1,28	1,3	Нет оценен	
		10,7	5,6	1185	1540	4421	4611*	1150	935	350	260	365	365	260	260	360	290	320	1,33	1,25	2100	
К-100-90	Р.В.А. Р.Н.А.	26,4	Нет оценен	1701	2825	6220	4472	1200	750	470	700	360	420	350	365	420	340	340	1,37	1,2	1630	
		12,4	Нет оценен	1082	1460	5935	5109	1450	850	788	960	550	550	350	420	420	340	340	1,39	1,2	2085	
К-160-130	Р.В.А. Р.Н.А.	30,4	Нет оценен	1778	2905	5480	4076	630	650	466	360	385	445	360	420	420	360	360	1,18	1,19	3600	
		9,5	Нет ов.	1073	1018	5330*	1000	Нет оценен	325	400	450	300	270	450	300	300	270	360	1,22	Нет ов.	1695	
К-300-240	Р.В.А. Р.Н.А.	31,7	Нет оценен	1291	3600	7274	5890	335	725	634	750	320	645	450	325	420	360	360	1,06	1,14	1425	
		31,8	Нет оценен	1936	3600	6015	4450	700	1620	665	900	445	645	450	325	400	420	360	1,19	1,19	1535	

\* Размер до оси подвешивания № 2.

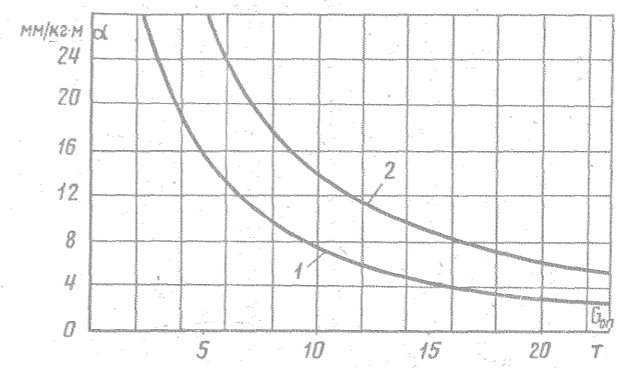


Рис.6. Чувствительность станка при балансировке роторов турбоагрегатов:  
1 - минимальная; 2 - максимальная

достаточно совпадающие критерии оценки качества балансировки различными способами, можно рекомендовать следующее.

5. УСТАНОВКА ПОСТОЯННЫХ БАЛАНСИРОВОЧНЫХ ГРУЗОВ

Пересчет временных грузов  
5.1. Во многих случаях в зависимости от выбранного места крепления балансирующих грузов приходится делать пересчет временных грузов, подсчитанных при балансировке ротора.

Если изменяется радиус крепления груза, то масса постоянного груза определяется по формуле:

$$Q_n = Q_g \frac{r_g}{r_n}$$

где  $Q_n$ ,  $Q_g$ ,  $r_n$  и  $r_g$  - соответственно массы и радиусы установки постоянного и временного грузов.

Если не совпадает место крепления груза, то можно установить не один, а два груза, сделав геометрическое разложение веса временного груза по правилу параллелограмма (рис.7).

Аналогично несколько балансирующих грузов могут быть сложены и заменены одним грузом, если такая замена удобна.

5.2. Если при установке постоянных грузов в балансирующие пазы сосредоточенные грузы заменяются грузами, рассредоточенными по пазу на некоторой дуге, то масса этих рассредоточенных грузов должна быть больше массы расчетных сосредоточенных. Угол  $\alpha$ ,

Ротор следует считать удовлетворительно отбалансированным, если динамическая реакция на опорах, создаваемая остаточным дисбалансом на рабочей частоте вращения не превышает 3% веса ротора, приходящегося на данную опору

$$R_{ост} \leq 0,03 G_{оп}$$

Это соответствует точности балансировки, равной 3 мкм смещения центра тяжести ротора от оси вращения.

При балансировке роторов генераторов энергоблоков точность балансировки должна быть выше

$$R_{ост} \leq 0,02 G_{оп}$$

Это соответствует точности балансировки 2 мкм.

Пример расчетов при балансировке дан в приложении 10.

определяющий границы рассредоточенного груза в пазу, находится из выражения

$$\alpha = 2 \arcsin \frac{Q_g}{2pr}$$

где  $Q_g$  - расчетная масса балансирующего груза, г;

$r$  - радиус установки постоянного груза в пазу, мм;

$p = \frac{Q}{l}$  - масса постоянного груза длиной  $l$  мм. Определяется расчетом, либо точным взвешиванием части этого груза длиной  $l$ , г/мм.

Величина рассредоточенного постоянного груза определяется длиной дуги  $l$  (миллиметры) по среднему радиусу паза

$$l = \frac{\pi}{180} \alpha r$$

5.3. Угол  $\alpha$  может быть определен графически. Для этого вычерчивается окружность с радиусом, равным в масштабе среднему радиусу балансирующего паза (рис.8). Против места установки сосредоточенного груза  $Q_g$  на диаметральной прямой симметрично от центра окружности откладывается отрезок  $A$ , мм:

$$A = \frac{Q_g}{p}$$

Восстановив из концов отрезка  $A$  перпендикуляры до пересечения с окружностью, находим угол  $\alpha$ .





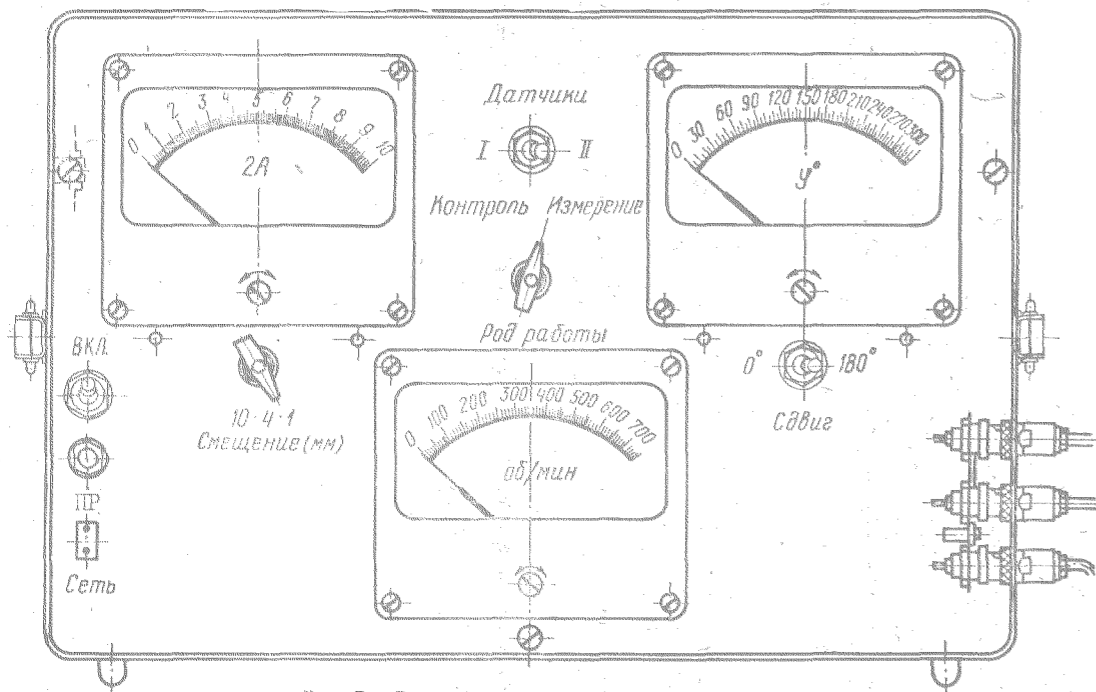


Рис.3. Электронный измерительный прибор БН-3

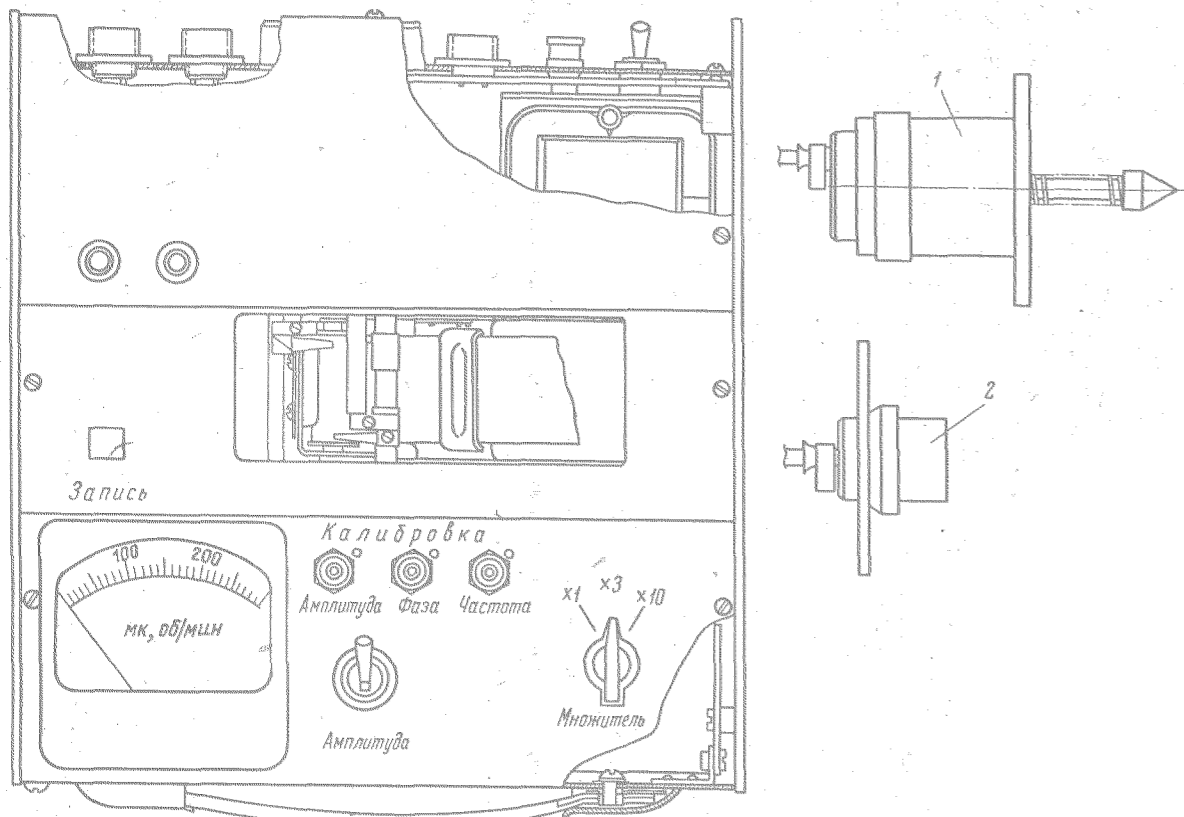


Рис.4. Электронный измерительный прибор АРВ-1:  
1 - вибродатчик; 2 - фазовый датчик

$r_I$  и  $r_{II}$  - радиусы установки грузов в плоскостях I и II (до переноса);  
 $r_{Ia}$  и  $r_{IIa}$  - радиусы установки грузов в плоскостях Ia и IIa (после переноса);  
 $a, b, c, d, m$  - расстояния до плоскостей коррекции (рис.10).

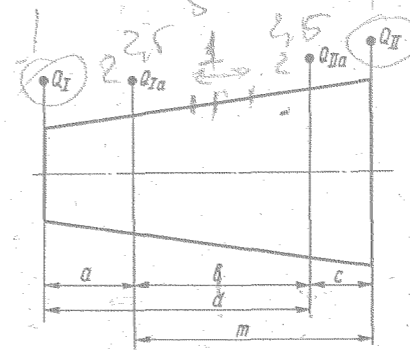


Рис.10. К расчету переноса грузов из одних плоскостей в другие

**Выполнение и крепление постоянных грузов**

5.6. Выполнение постоянных балансировочных грузов и место их крепления зависят от конструктивных особенностей ротора.

Как правило, на роторах турбин и генераторов имеются специальные балансировочные пазы или отверстия с резьбой и постоянные грузы выполняются по форме паза или отверстия. Если специальных мест установки грузов нет, то грузы могут быть установлены в разгрузочные отверстия дисков турбины, на торцевые гайки, стопорящие диски на валу турбины, с внутренней стороны думмиса и т.д. Возможно также частичное снятие металла, сверление бочки ротора генератора или комбинированное решение с установкой груза и с частичным снятием металла с противоположной стороны.

Во всех этих случаях необходимо провести соответствующие прочностные расчеты и согласовать принятое решение с руководством электростанции.

5.7. При выборе способа крепления груза необходимо учесть следующее:

а) недопустимо крепление грузов с помощью сварки и сверление отверстий в дисках турбины;

б) материал для грузов должен быть выбран с учетом температурных, эрозивных и иных

условий, в которых работают плоскости установки постоянных грузов;

в) центробежные силы, вызываемые грузами при вращении ротора, не должны создавать недопустимых напряжений в соответствующих узлах ротора;

г) грузы должны быть надежно закреплены в выбранных местах крепления и не ослабевать от вибрации и толчков при работе (напряженная посадка в пазах, зачеканка грузов, предохранение от самоотвинчивания крепящих болтов, развальцовка в разгрузочных отверстиях, наплавка противэрозивных покрытий и т.д.);

д) грузы, устанавливаемые в разгрузочные отверстия, не должны перекрывать более 25% сечения площади отверстия.

5.8. Если в кольцевом пазу размещается груз на дуге, соответствующей углу, превышающему  $80-90^\circ$ , то целесообразно применить утяжеленный груз, т.е. выходящий за пределы паза, или накладную пластину. Накладной груз, как правило, устанавливается в выточке с упором в радиальном направлении. В исключительных случаях, когда груз ставится без упора, необходимо проверить болты крепления на растяжение.

Центробежная сила, вызываемая грузом при вращении ротора, не должна превышать силы трения между грузом и местом его установки, т.е.

$$C_{ц.м} < f m p_{расм}$$

где  $C_{ц.м}$  - центробежная сила, кгс;  
 $f$  - коэффициент трения стали по стали  $\approx 0,3$ ;

$m$  - число крепящих болтов;  
 $p_{расм}$  - сила растяжения болта, кгс.

$$C_{ц.м} = 10 Q_g r \left( \frac{n}{3000} \right)^2 \cdot 10^3$$

где  $Q_g$  - вес балансировочного груза, кгс;  
 $r$  - радиус установки груза, м;  
 $n$  - частота вращения ротора, об/мин.

При расчетах допустимое напряжение болта на растяжение принимается равным  $\sigma_p = \approx 1000$  кгс/см<sup>2</sup>.

5.9. Предельная масса грузов, устанавливаемых на роторах генераторов с частотой вращения 3000 об/мин, по данным объединения "Электросила", составляет:

- на ступице пропеллерного вентилятора - 15 кг;

- на центрирующем кольце с посадкой на валу - 10 кг;
- на центрирующем кольце без посадки на валу - 5 кг.

Если необходимо установить балансировочные грузы на бочке вдоль оси ротора генератора, то следует применять специальные грузы, ввертываемые в отверстия, имеющиеся на

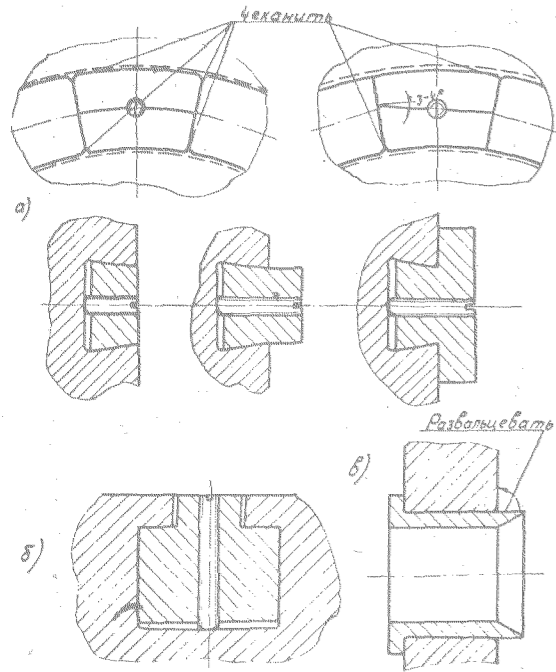


Рис.11. Установка постоянных грузов на роторе турбины:  
а - в паз диска; б - на валу р.н.д.; в - в разгрузочное отверстие диска

большом зубе. Предварительно из этого отверстия удаляется дюралюминиевая заглушка. На некоторых генераторах балансировочные грузы заранее ввертываются в отверстия и тогда необходимая масса груза подбирается за счет срезки части ввернутого груза.

Если специальных отверстий нет или место установки груза не совпадает с большим зубом, то возможно сверление отверстий с противоположной стороны (после консультации с заводом-изготовителем или другой авторитетной организацией).

Примеры исполнения и крепления постоянных грузов даны на рис.11,12,13.

5.10. После установки постоянных грузов во все намеченные плоскости проводится окончательная проверка качества балансировки, как

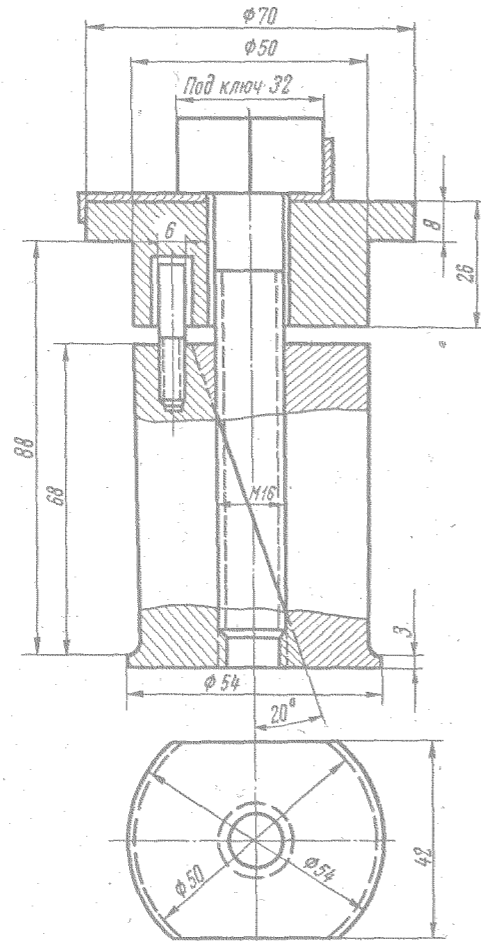


Рис.12. Разрезной балансировочный груз для установки в разгрузочное отверстие 24-й ступени турбины К-300-240 ЛМЗ

это описано выше. В случае неудовлетворительных результатов ротор следует добалансировать с установкой добавочных постоянных грузов.

5.11. Результаты балансировки заносятся в протоколы балансировки (приложения II и I2).

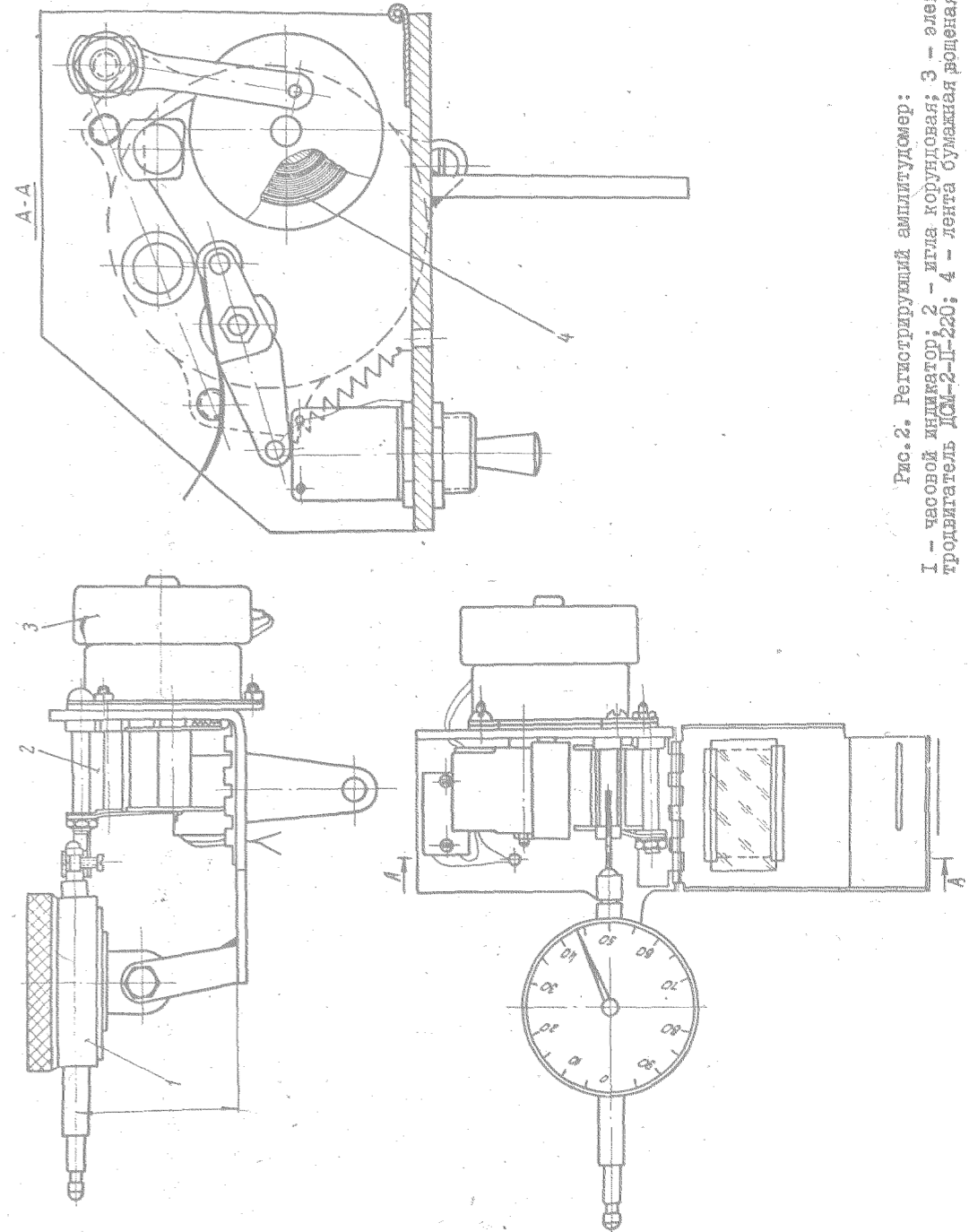


Рис.2. Регистрирующий амплитудомер:  
1 - часовой индикатор; 2 - игла корундовая; 3 - электродвигатель ДСМ-2-П-220; 4 - лента бумажная ролевая

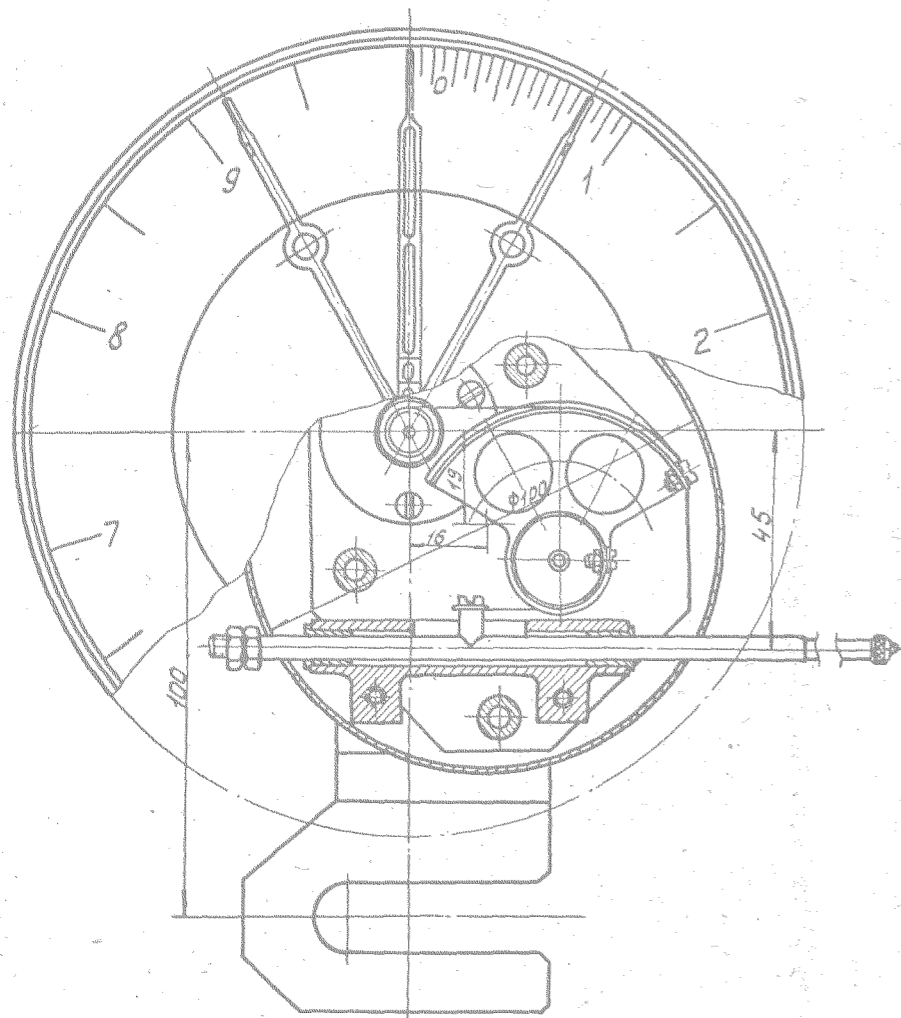


Рис.1. Фиксирующий амплитудомер ФА-2

является измерение фазы в режиме прохода через резонанс.

Самый примитивный способ измерения фазы - путем подметки бьющей точки колеблющегося вала острой чертилкой на резонансной частоте вращения. Однако этот способ не обеспечивает достаточной точности измерения, требует особой аккуратности при нанесении подметки и затрудняет соблюдение правил техники безопасности.

Наиболее современными приборами для любого метода балансировки являются электронные измерительные приборы, позволяющие измерять как амплитуду так и фазу колебаний головок станка, а также частоту вращения ротора. К тому же эти измерения могут выполняться

дистанционно. Таковы приборы БН-3 и АРВ-1. Электронный измерительный прибор БН-3 предприятия "Ростовэнергоремонт" (рис.3) имеет стрелочные указатели амплитуды и фазы колебаний головок станка и частоты вращения ротора.

В приборе АРВ-1, разработанном ЦКБ Главэнергоремонта (рис.4), амплитуда и фаза колебаний регистрируются на специальной бумажной ленте, а частота вращения ротора измеряется по стрелочному указателю. Одновременная регистрация амплитуды и фазы колебаний сводят к минимуму возможность субъективных ошибок оператора.

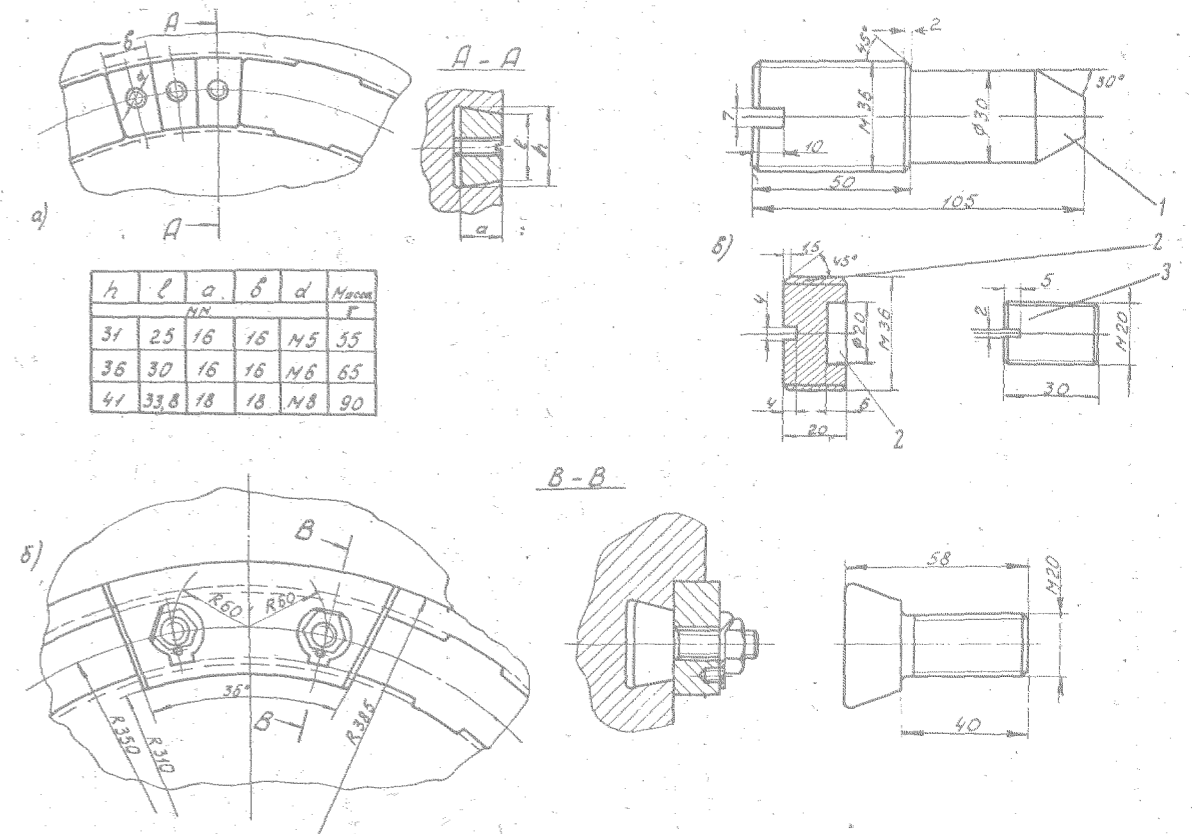


Рис.13. Установка постоянных балансировочных грузов на роторе генератора:  
а - установка грузов в паз; б - установка накладного груза; в - грузы, устанавливаемые на бочке вдоль оси ротора  
1 - стальная пробка массой 530 г; 2 - дюралюминиевая заглушка массой 50 г; 3 - стальная пробка массой 60 г

## 6. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

6.1. Ответственным лицом за проведение балансировки и соблюдение техники безопасности является руководитель балансировки.

6.2. Площадка для установки станка должна быть как можно дальше удалена от мест производства других ремонтных работ и мало посещаемая персоналом электростанции. В зависимости от конкретных условий необходимо обеспечить надежное ограждение площадки щитами по всему периметру.

6.3. С площадки должен быть выход в двух направлениях. На подходах к площадке во время балансировки должны устанавливаться плакаты, оборудованные световой и звуковой сигнализацией, предупреждающие о балан-

сировке, и ограждения, ограничивающие проход людей и продвижение кабели мостового крана через зону вращения ротора.

6.4. Если станок установлен в проеме ниже уровня пола машинного зала, то ограждения и плакаты следует выставлять также в соответствующих местах на уровне пола машинного зала.

6.5. Освещение площадки должно быть выполнено по постоянной схеме и удовлетворять соответствующим нормам, но не менее 600 лк при искусственном освещении. Не допускается подвеска временных ламп над станком и в зоне обслуживания.

6.6. Перед балансировкой площадка долж-

на быть освобождена от посторонних предметов, пол должен быть чистым и сухим; пролитое или разбрызганное масло в ходе балансировки следует немедленно удалить.

6.7. Станок должен быть установлен таким образом, чтобы был обеспечен проход вокруг него при балансировке ротора с наибольшими габаритными размерами. Пульт управления станком или щит пуска, пусковой реостат и рабочий стол руководителя балансировки должны находиться вне зоны вращения ротора, желательнее на одной стороне, и иметь свободные подходы. Между бочкой ротора и стойками станка необходимо установить ограждения, обеспечивающие безопасность оператора при контроле осевого разбега ротора, состояния осевых упоров и подшипников, а также при наблюдениях за показаниями измерительного прибора (при отсутствии дистанционных измерений).

6.8. Расцепная муфта должна быть закрыта ограждением, а рычаг управления муфтой должен быть расположен вне зоны вращения ротора и должен надежно фиксироваться в крайних положениях. Необходимо убедиться в том, что пальцы муфты свободно входят во все отверстия муфты балансируемого ротора и не задевают за торец этой муфты в выключенном положении.

При использовании саморасцепляющейся муфты обратить внимание на надежную работу стопорящего устройства.

6.9. Должно быть исключено разбрызгивание масла во время вращения ротора.

6.10. Все электродвигатели станка, реостат и пульт управления должны быть надежно заземлены.

6.11. Желательно, чтобы электролитический реостат был оборудован дистанционным управлением. В случае отсутствия такового рукоятка ручного перемещения ножей должна быть защищена от брызг горячей воды из реостата. При вращении рукоятки обслуживающему персоналу необходимы резиновые перчатки и резиновый коврик.

6.12. В электрической схеме управления и пуска приводного электродвигателя необходимо предусмотреть:

а) два последовательно установленных выключателя, причем один из них должен срабатывать от реле времени, а второй от аварийных кнопок "Стоп", установленных на пульте управления (щит пуска), на каждой стойке станка, у реостата и у муфты расцепления;

б) запрещение на пуск электродвигателя до включения в работу масляных электронасосов;

в) запрещение на пуск электродвигателя при незафиксированном положении муфты расцепления.

6.13. Все работы по укладке и подгонке ротора, а также по настройке станка должны выполняться в соответствии с разделами 2-4 и 2-5 "Правил техники безопасности при эксплуатации теплосилового оборудования электростанций" (Атомиздат, 1972). При проведении этих работ необходимо снять напряжение с пускового электродвигателя.

6.14. Персонал, обслуживающий станок, должен:

- пройти предварительный инструктаж по технике безопасности в конкретных условиях с записью в журнал;
- работать в хорошо прилегающей спецодежде и в защитных касках;
- хорошо знать особенности данного станка и балансируемого ротора, электросхему пуска и управления и четко свои обязанности во время балансировки.

6.15. Все операции по станку выполняются только по команде руководителя балансировки.

Включение и отключение приводного электродвигателя и пускового реостата выполняются работником электроцеха электростанции.

6.16. Перед каждым пуском руководитель балансировки должен проверить:

- зажатие головок станка;
- правильность положения расцепной муфты;
- наличие достаточного количества масла и его нормальное поступление на смазку шеек и на гидроподъем ротора;
- надежность закрепления грузов;
- правильность положения ножей пускового реостата;
- готовность измерительной аппаратуры.

6.17. Во время вращения ротора категорически запрещается находиться в зоне вращения или проходить через зону.

6.18. Обслуживание обеих стоек станка одновременно одним оператором не допускается.

6.19. Все работы на роторе, в том числе и установка грузов, должны производиться только при отключенном электродвигателе, выключенной и зафиксированной в этом положении расцепной муфте.

Т а б л и ц а 2

Масса ротора, кг	Размер подвесной ленты, мм			Резонансная частота вращения $n_{рез}$ , об/мин	Суммарное напряжение растяжения и изгиба (при $X_0 = 0,5$ см) $\Sigma_{сум 2}$ , кг/см <sup>2</sup>	Коэффициент запаса прочности для стали 30Х13А
	Толщина, $h$	Ширина, $b$	Активная длина, $l$			
От 100 до 300 вкл.	2	60	250-210	I40 I45	I422	6
Св. 300 --- 1000 ---	3	60	300-210	I44 I47	2179	3,9
--- 1000 --- 5000 ---	5	100	370-230	I51 I51	3080	2,76
--- 5000 --- 16000 ---	7	180	370-260	I53 I54	3584	2,4
--- 16000 --- 36000 ---	10	180	360-280	I53 I55	4520	1,9
--- 36000 --- 60000 ---	14	180	400-330	I47 I50	4635	1,8

П р и л о ж е н и е 2

ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ БАЛАНСИРОВКЕ

При балансировке методом измерения амплитуды колебаний головок станка наиболее широко применяется обычный часовой индикатор. Амплитуда колебаний головки станка, в которую упирается шток индикатора, измеряется по наибольшему размаху его стрелки. Это требует со стороны оператора достаточного навыка и большого внимания. В то же время достоверность и точность измерения не высока, особенно при колебаниях с размахом более 1,0 мм, поскольку в этом случае отсчет производится по грубой шкале со стрелкой малого размера.

Более удобно применять фиксирующий амплитудомер конструкции предприятия "Мосэнерго-ремонт" (рис.1). Это тот же индикатор, но более крупных размеров с равномерной шкалой до 10 мм и с дополнительными стрелками, фиксирующими максимальные размахи основной стрелки. Следует лишь иметь в виду, что, поскольку при освобождении головок и при выбеге ротора возможны нестабильные колебания, необходимо на оборотах, близких к резонансным, свести дополнительные стрелки в исходное положение, после чего проследить за плавностью их перемещения.

Удовлетворительные результаты измерений получаются при применении прибора для записи колебаний головок станка, разработанного предприятием "Харьковэнергоремонт" (рис.2). Здесь также используется обычный часовой индикатор, но на другом конце штока закреплена корундовая игла, записывающая колебания головки станка на специальную бумажную ленту, движущуюся с помощью лентопротяжного механизма от небольшого электродвигателя с частотой вращения 2 об/мин.

Возможность дистанционного включения лентопротяжного механизма и наличие записи освобождает оператора от необходимости непосредственного наблюдения при выбеге ротора. Кроме того, при расшифровке ленты имеется возможность отличить стабильные показания от случайных. Расшифровка записей делается с помощью микроскопа.

Контроль за частотой вращения ротора при пользовании этими амплитудомерами ведется по ручному тахометру.

При балансировке методом измерения амплитуды и фазы колебаний наиболее сложным

Таблица I

Масса ротора, т	Мощность электродвигателя, кВт	
	без подъема на масляной пленке	с подъемом на масляной пленке
До 2 вкл.	От 12 до 20 вкл.	12
Св. 2 до 8 вкл.	Св. 20 - 60 - "	30
" 8 - 16 - "	" 60 - 100 - "	40-60
" 16 - 24 - "	" 100 - 180 - "	80-120
" 24 - 36 - "	-	140-240
" 36 - 60 - "	-	220-320

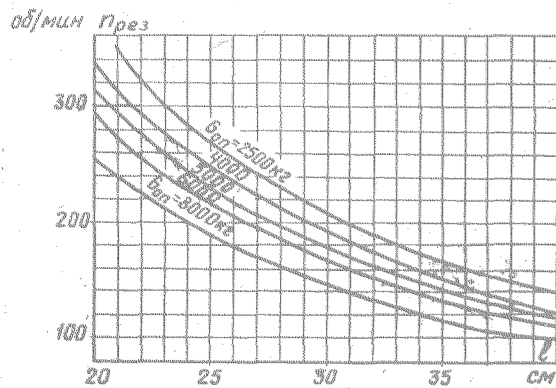


Рис.8. Зависимость резонансной частоты вращения от длины подвесной ленты и массы ротора при  $\delta = 18$  см;  $h = 0,7$  см.

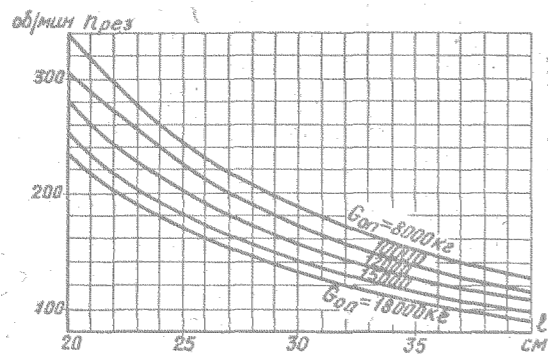


Рис.9. Зависимость резонансной частоты вращения от длины подвесной ленты и массы ротора при  $\delta = 18$  см;  $h = 10$  см

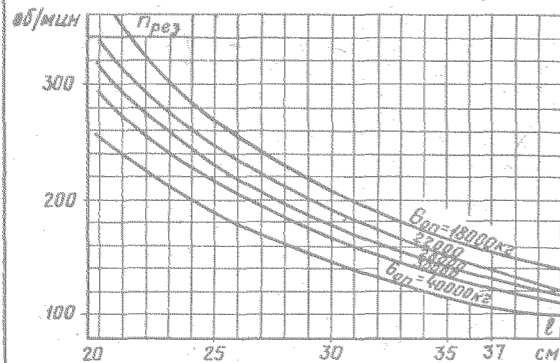


Рис.10. Зависимость резонансной частоты вращения от длины подвесной ленты и массы ротора при  $\delta = 18$  см;  $h = 1,4$  см

$$\epsilon_{раст} = \frac{\epsilon_{оп}}{2\delta h}; \quad \epsilon_{изг} = 3 \frac{h x_0 E}{l^2};$$

$$\epsilon_{сум} = \epsilon_{раст} + \epsilon_{изг} \text{ кг/см}^2,$$

где  $x_0$  - отклонение ленты (наибольшая амплитуда колебания головки станка), см.

Размеры подвесных лент из стали 30ХГСА могут быть выбраны также из табл.2.

Приложение I  
КОНСТРУКЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОГО СТАНКА

Балансировочный станок маятникового типа имеет гибкие (подвижные) опоры, выполненные в виде подвесок головок станка на плоских лентах. Станок работает в резонансном режиме (точнее, с проходом через резонанс).

При балансировке ротор разворачивается до частоты вращения, превышающей резонансную для данной системы (ротор-опоры), а затем отключается электропривод. При выбеге ротора система ротор-опора проходит резонансный режим, при котором колебания головки станка, вызванные наличием дисбаланса на роторе, будут наибольшими.

Это позволяет получить высокую чувствительность станка и использовать сравнительно простые измерительные средства. Кроме того, резонансная система является своеобразным фильтром, исключающим посторонние вредные колебания.

При прохождении через резонанс с убыванием мгновенной частоты вращения максимальная амплитуда будет не на резонансном режиме, а при мгновенной частоте, меньшей резонансной. Соответственно величина амплитуды колебания (размаха колебаний) головок станка будет меньше, чем в установившемся резонансном режиме. Чем больше скорость прохода через резонанс, тем меньше величина максимальной амплитуды и тем больше смещение частоты, соответствующей максимальной амплитуде, относительно резонансной (рис.1). Каждому значению скорости прохода через резонанс соответствует определенное значение максимальной амплитуды и определенное смещение частоты.

В свою очередь эта скорость зависит от выбранной резонансной частоты вращения, момента инерции ротора, от сопротивления при его вращении (трение во вкладышах, аэродинамическое сопротивление) и от коэффициента демпфирования.

Если считать, что при каждом пуске эти параметры станка остаются неизменными, то

максимальные амплитуды будут пропорциональны дисбалансу и фазовые сдвиги постоянными. На этом и основаны расчеты, необходимые для определения величины и места установки балансировочных грузов.

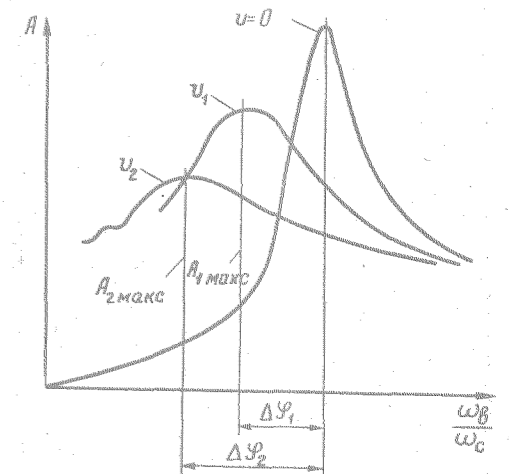


Рис.11. Зависимость максимальных амплитуд и смещения частоты от скорости прохода через резонанс:

$U$  - скорость прохода через резонанс;  
 $u_2 > u_1$ ;  $\Delta\varphi$  - смещение частоты относительно резонанса

В связи с этим на резонансных станках, в том числе и на станках с маятниковой подвеской, очень важно обеспечить тщательную подгонку вкладышей подшипников, постоянство смазочных свойств масла, надежность крепления и отсутствие перекосов подвесных лент, отсутствие значительного осевого разбега ротора, а также других факторов, которые могут вызвать изменение параметров станка.

На рис.2 приведен стационарный станок, разработанный предприятием "Мосэнергоремонт", для балансировки роторов массой от 5 до 60 т. Две стойки станка, на которые укладывается балансировочный ротор, могут раздвигаться на

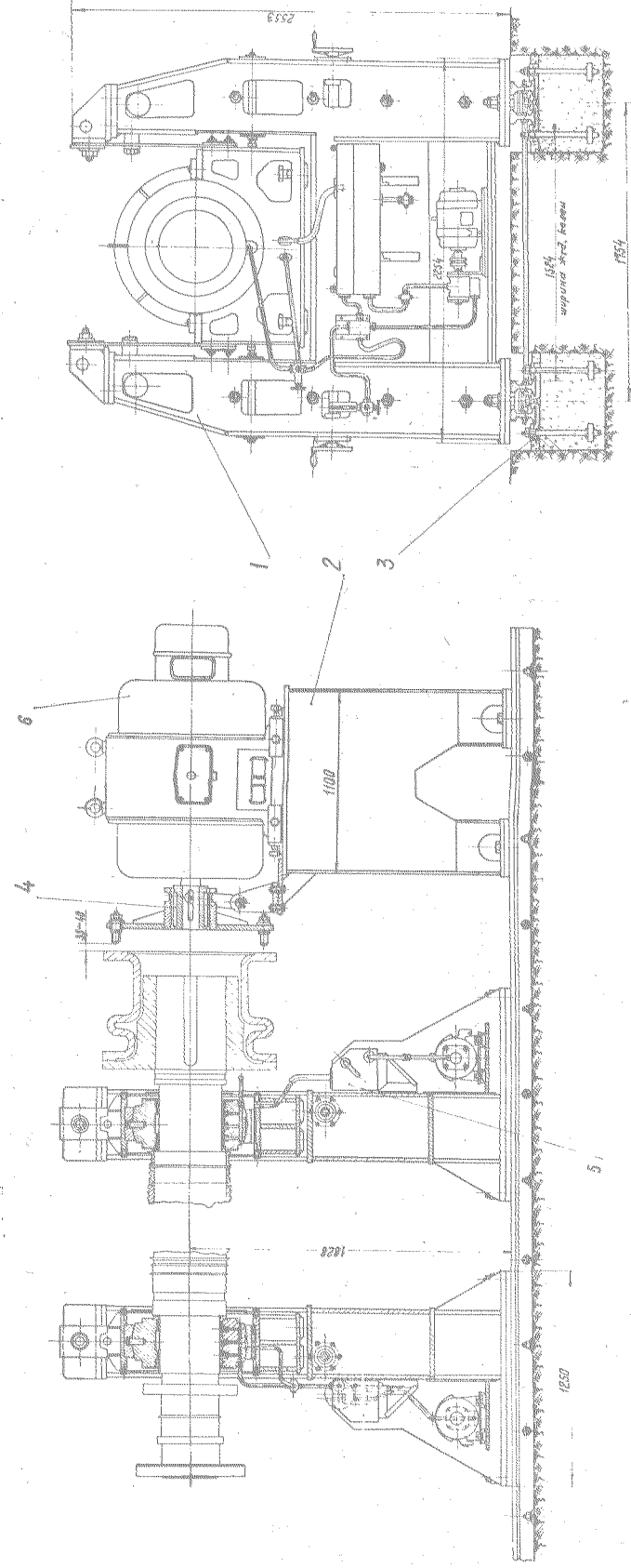


Рис. 2. Стационарный балансовый станок для роторов массой от 5 до 60 т:  
 1 - стойка станка; 2 - стойка привода; 3 - фундамент; 4 - муфта с выжимным механизмом; 5 -  
 маслонасос; 6 - электродвигатель

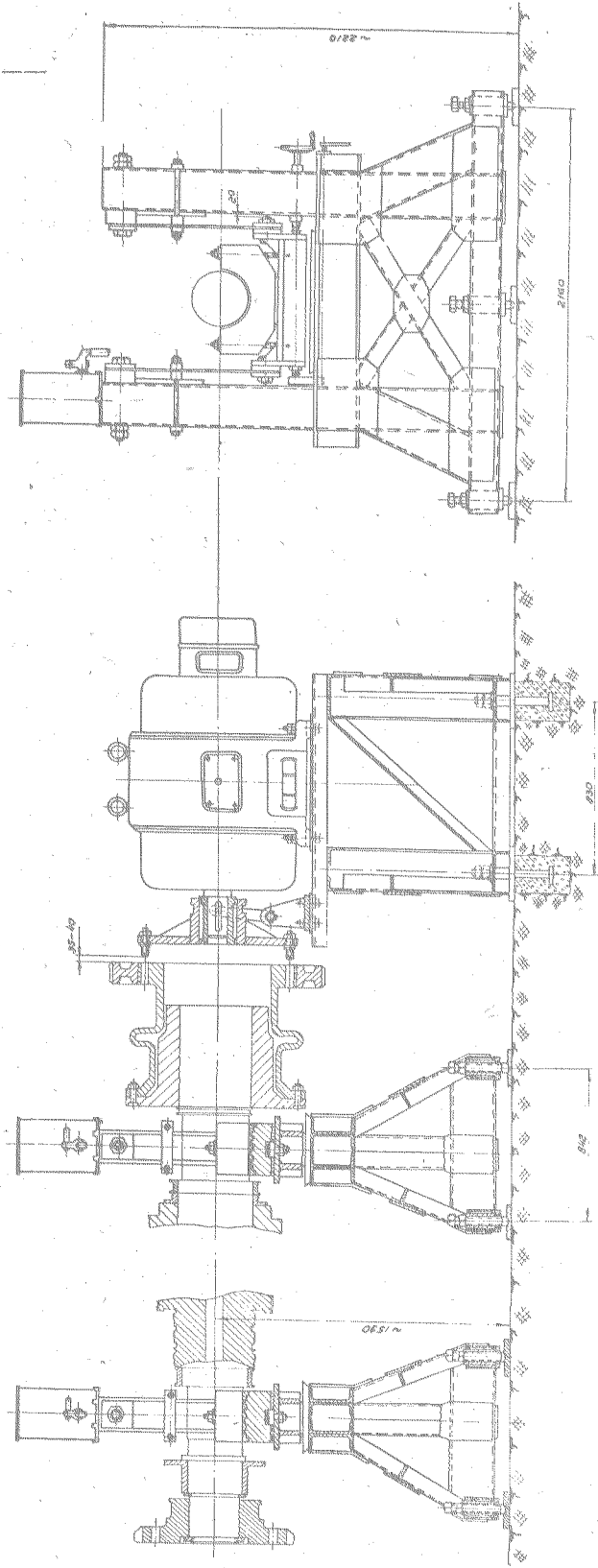


Рис. 7. Переносной балансовый станок для роторов массой до 36 т

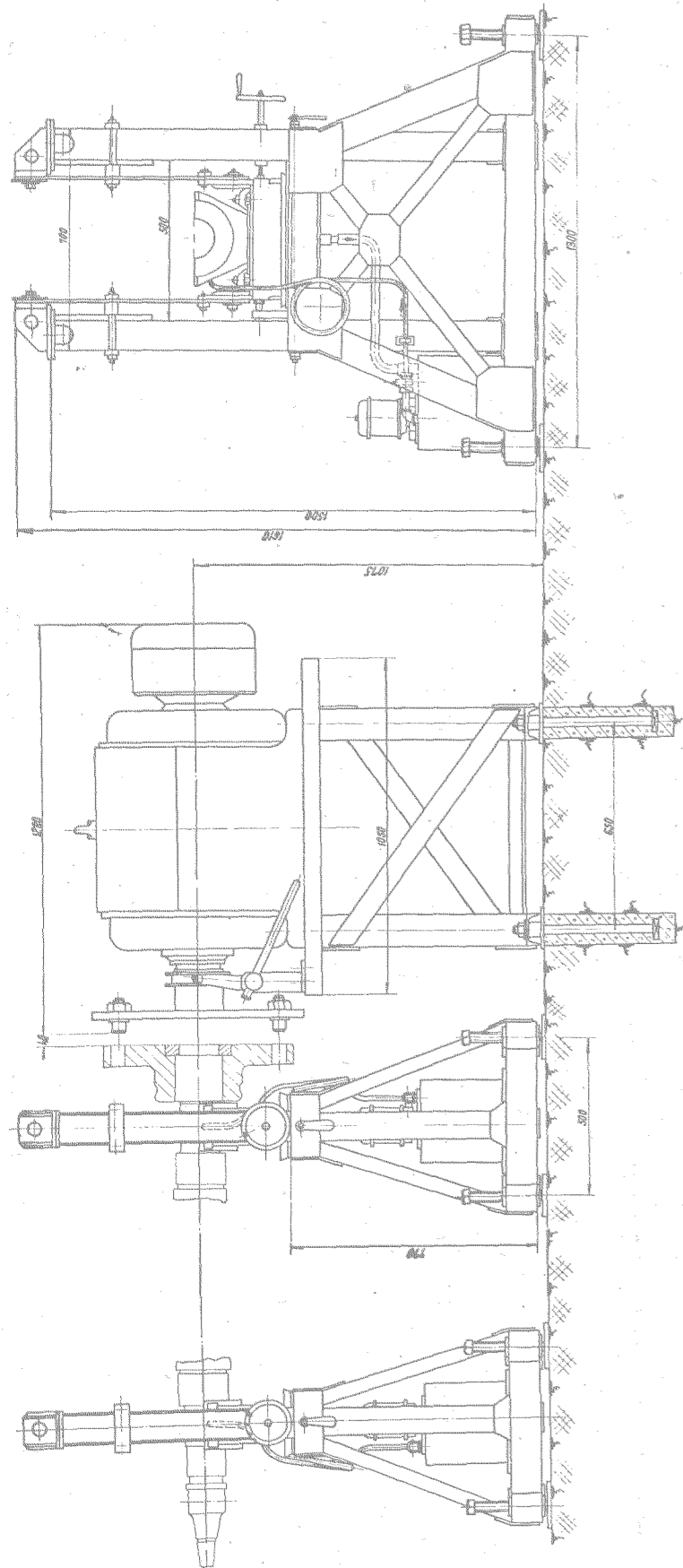


Рис.6. Переносной балансировочный станок для роторов массой до 5 т

необходимое расстояние в зависимости от длины ротора и закрепиться за рельсы, установленные на фундаменте. Электродвигатель установлен на постоянно закрепленной стойке. Сферические вкладыши подшипников (рис.3) обеспечивают самоустанавливаемость ротора. Основные размеры подшипников подобраны таким образом, чтобы обеспечить неизменной высоту центров расточки вкладышей, а следовательно, неизменность центровки различных роторов с электродвигателем. Внутренний диаметр расточки вкладыша выполняется в соответствии с диаметрами опорных шеек балансируемого ротора. Если все же возникает необходимость прицентровки ротора или более точной укладки ротора по уровню, то это выполняется за счет установки прокладок необходимой толщины под кронштейны в верхней части стоек или под сами стойки, и частично за счет смещения положения электродвигателя.

Смазка подшипников - принудительная от электрических масляных насосов, расположенных на каждой стойке. Эти же насосы подают масло высокого давления для гидростатического подъема ротора на масляной пленке, что облегчает трогание ротора при развороте. Масло сливается в масляные бачки с фильтрующей перегородкой. Гибкие трубопроводы для масла не препятствуют колебаниям головок станка.

Головки станка с подшипниками подвешены на лентах, рабочая длина которых может изменяться за счет перемещения зажимов по высоте стоек. Это позволяет производить настройку станка на необходимую резонансную частоту вращения в зависимости от массы ротора. Специальное зажимное устройство обеспечивает одновременный зажим и освобождение каждой головки с двух сторон. Осевой сдвиг ротора ограничивается торцами подшипника и галтелями ротора. Вращение балансируемого ротора осуществляется через пальцевую муфту от электродвигателя с фазовым ротором. Муфта (рис.4) вводится в зацепление с полумуфтой ротора двумя пальцами, закрепленными на планшайбе, перемещающейся по шпонке для включения и отключения муфты с помощью специального рычага.

Возможно также применение саморасцепляющейся муфты, например конструкции предприятия "Карьковэнергоремонт". (рис.5).

Для измерения амплитуд колебаний головок станка на стойках имеются полочки, на которых крепятся измерительные приборы (часовой

индикатор, стрелочный или записывающий амплитудомер, датчики электроизмерительного прибора).

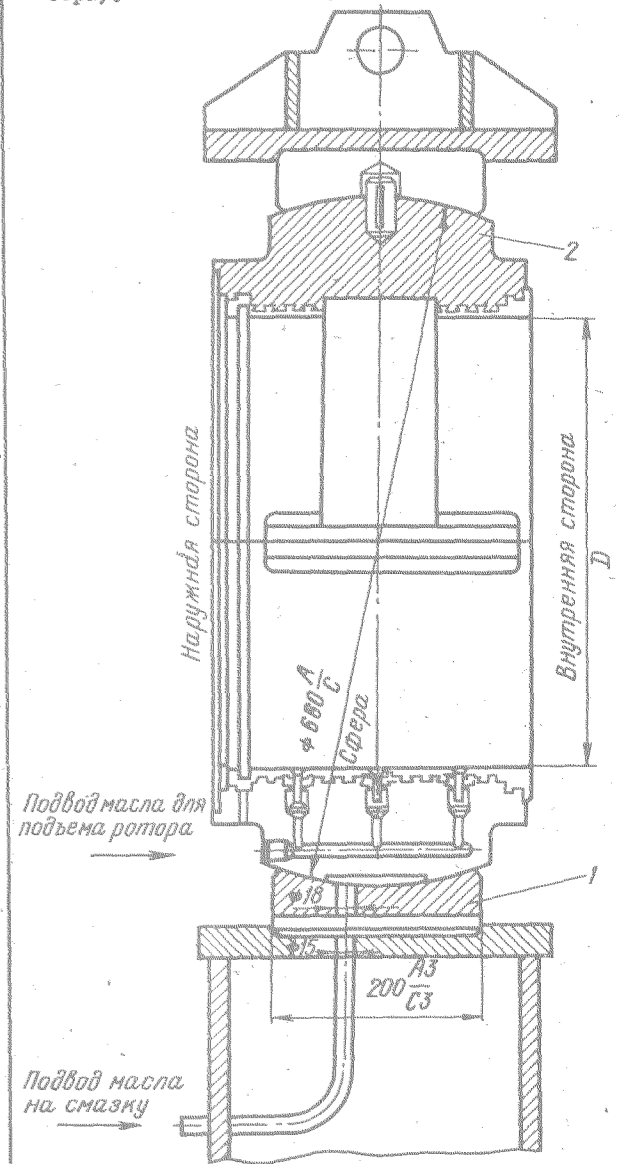


Рис.3. Сферический подшипник станка: 1 - обойма; 2 - вкладыш

На рис.6 и 7 представлены переносные станки, разработанные предприятием "Мосэнергоремонт" для балансировки роторов массой до 5 и до 36 т. Стойки таких станков не крепятся к фундаменту и могут быть установлены непосредственно на полу машинного зала в местах, где допускаются соответ-



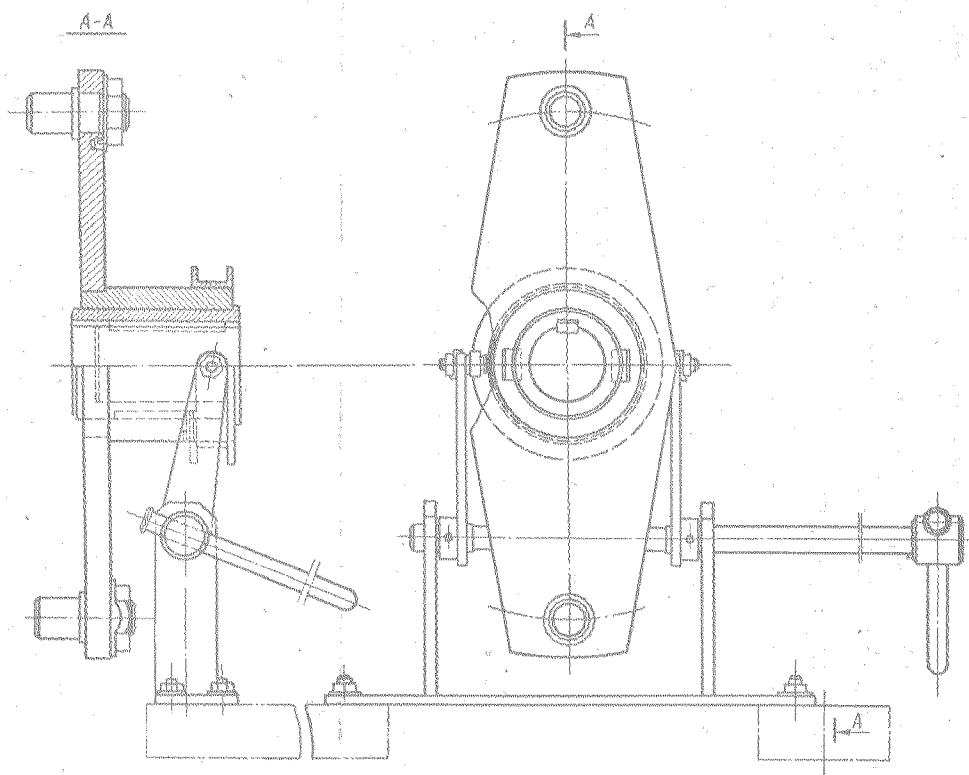


Рис. 4. Пальцевая муфта с выключающим механизмом

вующие нагрузки. Укладка ротора по уровню и прицентровка его к электродвигателю выполняются за счет регулировки нижних опорных болтов.

В конструкции головок предусмотрена самоустанавливаемость ротора в горизонтальной и вертикальной плоскостях поворотом подшипника и всей головки в шарнирных подвесках и в подпятнике.

Маслоснабжение подшипников обычно выполняется самотеком из бачков, расположенных выше ротора. Однако возможно и желательнее использование электрических масляных насосов для смазки и подсыла балансируемого ротора на масляной пленке так же, как это выполнено на станках стационарного типа.

Для предотвращения осевого разбега ротора применяются различные осевые упоры, конструкция которых зависит от особенностей конструкции балансируемого ротора.

В качестве привода к станку, как прави-

ло, используются асинхронные двигатели с фазовым ротором и водяным реостатом.

Мощность электродвигателя выбирается в зависимости от массы и махового момента балансируемого ротора. Ориентировочно мощность электродвигателя может быть определена из табл. I (для двигателей с частотой вращения 1000 об/мин).

Мощность электродвигателя может быть снижена, если привод соединить с ротором через понижающий редуктор с таким расчетом, чтобы вращение электродвигателя происходило с номинальной частотой. Установка редуктора одновременно облегчит выполнение длительного вращения ротора при наладке станка (приработка вкладышей, устранение теплового прогиба ротора) и повысит безопасность проведения балансировочных операций.

Резонансная частота вращения при освождении одной из головок станка может быть подсчитана из следующего выражения:

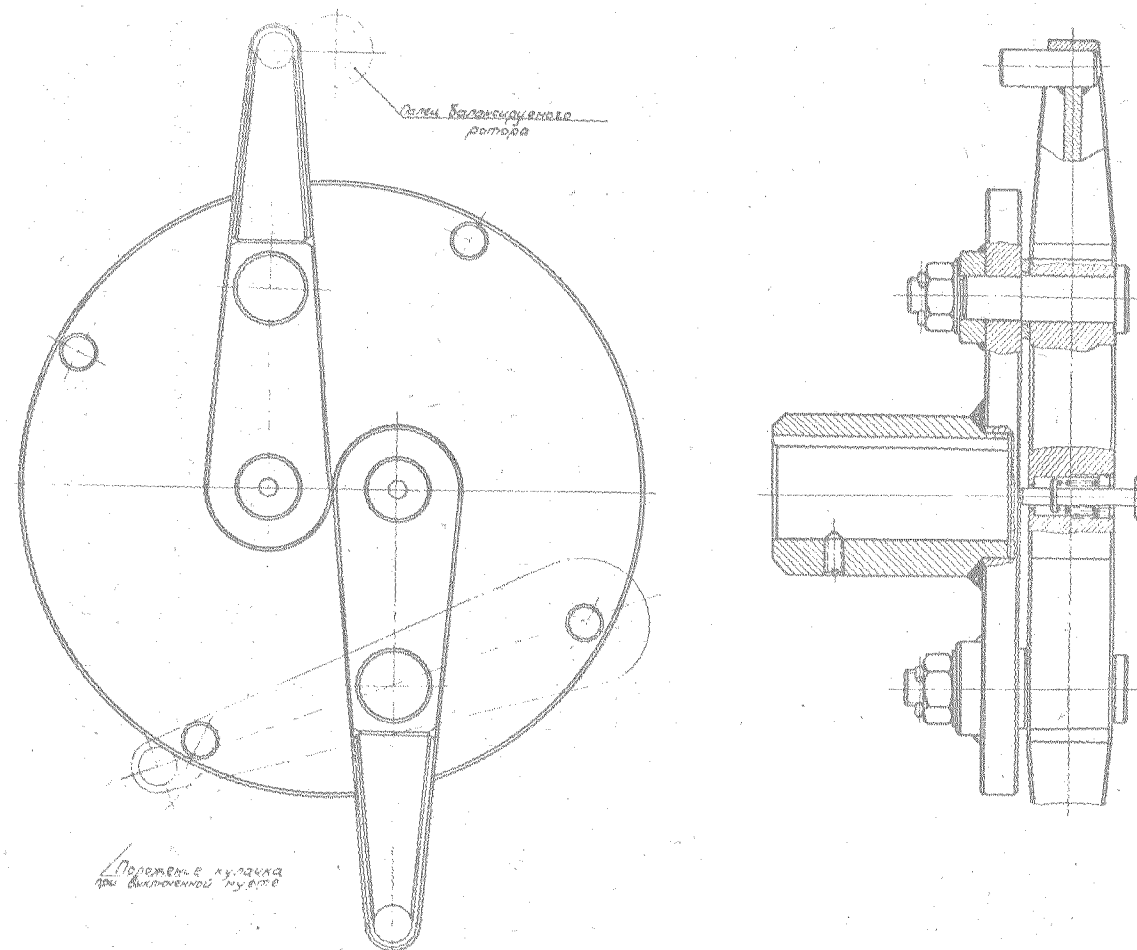


Рис. 5. Кулачковая саморасцепляющаяся муфта

$$n_{рез} = 300 \sqrt{\frac{1}{\rho}} \sqrt{1 + \frac{28h^3 E}{G_{оп} \rho^2}} \text{ об/мин,}$$

- где  $\rho$  - активная длина ленты (между верхним зажимом ленты и местом ее крепления к головке станка), см;  
 $h$  - ширина ленты, см;  
 $h$  - толщина ленты, см;  
 $G_{оп}$  - масса ротора, приходящаяся на данную головку, кг;  
 $E$  - модуль упругости материала ленты; для стали  $E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ .

На рис. 8, 9 и 10 даны кривые, выражающие зависимость резонансной частоты вращения от активной длины ленты подвески (при заданных соотношениях поперечных размеров ленты) для роторов различной массы.

Минимальная длина ленты по конструктивным соображениям должна быть не менее 20 см. Рекомендуемый материал - сталь 30ХГСА, термически обработанная. Для нее  $\sigma_{тек} = 8500 \text{ кг/см}^2$ .

При проверочном расчете ленты на прочность подсчитывается суммарное напряжение растяжения от массы ротора и изгиба в заделке при сдвиге ленты.