# ЕЛЕМЕНТИ МАШИН

diasporiana.org.ua

Канадсько-Український Бібліотечний Центр
Канадське Товариство Приятелів України
Торонто – Канада

# ЕЛЕМЕНТИ МАШИН

**(За Ф. Бартом)**

Короткий підручник
для школи, самоосвіти і практичного
вжитку

163 рисунки і термінологічний
словник

(Друге видання)

**Зладив інж. С. Риндик**

**Видано заходами І. Микитина**

**Чікаго** **1963**

# DESIGN OF MACHINE ELEMENTS

Кошти видання покрили: І. Микитин, Я. Пулька, Б. Микитин, І. Перун, О. Риґан, А. Очеретько, Б. Білан, Я. Очеретько, В. Ацбергер, Я. Мочерняк, М. Турчанінова, І. Давидович, Р. Довжинський, М. Гетьманська, П-ве Нагребецькі, П-ве Беднарські, Л. Кметик, В. Куліш, З. Федорович, І. Панас, П-ве Максим'юки, Чаповський.

Printed by Mutual Litho - Chicago, Ill.

# *ДО ВІДОМА ЧИТАЧІВ*

Перше видання цієї книжки вийшло в світ 1943-го року в Празі, накладом українського видавництва «Пробоєм». Воно було знищене Ґештапом під час розгрому цілого видавництва. Удалося врятувати лише один примірник. І його оце перефотографовано.

Саму книжку зладжено на основі короткого підручника Ф. Барта, що був виданий багатьма випусками в широко знанім видавництві «Бібліотека Ґешен». Із цього підручника взято матеріял і уклад його, але текст передано не звичайним перекладом, якщо під цим словом розуміти дослівне тлумачення первотвору, а вільним переповідженням самого лише змісту. Крім того, пороблено такі зміни супроти первотвору:

1. Додано виводи взірців, приведених у підручнику Ф. Барта в готовому вигляді.

2. Частину розділів ілюстровано прикладами обчислень, узятими з книжки «Елементи машин» проф. Лявдієна.

3. Подано основні взори з теорії міцности будівельних матеріялів для обчислення напруження в типових випадках обтяжу.

4. Додано відповідний термінологічний словничок.

## РОЗДІЛ ПЕРШИЙ.

## ВСТУП.

В розділі цім на-сам-перед знайомимо читача з основними термінами, що входять у науку про міцність будівельних матеріялів; відтак встановлюємо й вияснюємо ті засади, що їх має держатися будівничий, формуючи й обчислюючи частини машин, і на кінці подаємо й обговорюємо ті найважніші числа, що характеризують собою міцність і пружність матеріялів. *)

### I. Основні терміни міцности матеріялів.

Напруження. Цим словом називаємо ту частину сили, що припадає на одиницю поля обтяженого нею перерізу тіла. Силу міряємо на кілограми (kg), поле — на квадратові центиметри (qcm, або $cm^2$), а тому вимір напруження випадає в $kg/cm^2$. Напруження відзначаємо буквою $\sigma$. — Сила може обтяжене нею тіло розтягати, стискати, гнути, скручувати, зсувати одну часть тіла з другої (зрізувати, сколювати, скошувати).

Дозволене (безпечне) напруження. Так називаємо те найбільше напруження, що його безпечно видержує тіло; відповідна цьому напруженню сила не може не тільки перемогти міцности (сили відпорности) тіла, але навіть змінити його вимірів так, щоб тіло втратило здібність служити призначеній йому меті. Дозволене напруження оте й кладемо в основу обчислення вимірів машинових частин. Його відзначаємо буквою $k$ з яким небудь значком унизу (підзначником), що показує, до якого саме обтяжу належить напруження (до розтягу, стиску, гнуття, то що).

---

*) Ширші й докладніші відомості з теорії міцности будівельних матеріялів знайде читач у книжці „Міцність матеріялів“ інж. С. Рундика і в книжці „Міцність матеріялів (Задачник)“ інж. Р. Кахникевича. Обидві книжки видані Українським Громадським Видавничим Фондом у Празі.

Одиничне видовження або вкорочення (чи інакше відтяг і відтиск). Такими словами називаємо ту частку видовження (вкорочення) цілого стрижня, що припадає на одиницю довжини його, або кажучи простіше, те видовження (вкорочення), що його зазнає одиниця довжини стрижня. Довжину міряємо на центиметри (cm), видовження так само, а тому мірою відтягу чи відтиску є голе число. Для відзначення відтягу й відтиску вживаємо букви $\varepsilon$.

Співчинник відтягу (відтиску) означає приріст (чи зменшення) кожного центиметру довжини стрижня, що має поле поперечного перерізу завбільшки в один квадратовий центиметер і розтягується (стискається) одним кілограмом сили. Цю величину відзначаємо буквою $\alpha$. Співчинник відтягу не залежить ані від обтяжної сили, ані від довжини стрижня, ані від поля його поперечного перерізу; він залежить лише від фізичної природи даного матеріялу, а тому для кожного іншого матеріялу має іншу величину.

Таким самим способом визначаємо й співчинник відсуву $\beta$.

Співчинник або модуль пружности. Це є величина, відворотна до співчинника відтягу $\alpha$, себто $\frac{1}{\alpha}$. Її відзначаємо буквою $E$, так що $E = \frac{1}{\alpha}$. Співчинник пружности показує, до якого напруження треба довести стрижень, щоб він видовжився на один центиметер, коли первісна довжина його є один центиметер, а поле поперечного перерізу один квадратовий центиметер.

Співчинник або модуль пружности відсуву. Це є величина, відворотна до $\beta$, себто $\frac{1}{\beta}$. Для неї беремо знак $G$; отже $G = \frac{1}{\beta}$.

Розривне видовження. Так називаємо збільшення довжини розірваного стрижня, вираховане у відсотках од первісної довжини його.

Розривне витончення. Є це зменшення поля поперечного перерізу розірваного стрижня, зміряне в місці розриву й вираховане у відсотках од первісного поля.

Розривне видовження й витончення характеризують собою тягучість матеріялу і тому вважаються звичайно за мірило пластичности його. Треба одначе зауважити, що часом матеріял може давати високе розривне видовження й витончення і бути заразом дуже крихким (проба ударним гнуттям надкарбованих брусків).

Межа рівнократности. Англійський фізик Гук зауважив, що між видовженнями та відповідними їм напруженнями існує про-

ста (лінійна) рівнократність, поки напруження не досягли якоїсь певної висоти. Те найбільше напруження, що до нього проста рівнократність зберігається, звемо межею рівнократности.

Межа пружности. Так називаємо напруження, що відповідає тій найбільшій силі, після знесення якої обтяжене тіло приймає знову свої первісні виміри й форму. Треба тут сказати, що такої межі в дійсності нема, що найменша сила залишає по собі сталі, не зникомі зміни вимірів і форми тіла, і що під словами „межа пружности" треба розуміти те найбільше напруження, що йому відповідають незначні, практично не важні зміни.

З цього визначення виходить, що межа пружности не є щось цілковито стале, не є щось таке, як от межа рівнократности, бо в міру поліпшення наших мірничих приладів, або в міру збільшення довжини пробних стрижнів межа пружности все більше й більше наближається до нуля. З пропозиції „Міжнародньої спілки для випробу будівельних матеріялів" за межу пружности приймають тепер напруження, що відповідає сталому видовженню в 0,001 % від первісної довжини.

Межа пуску. Кожний зріст видовження викликається звичайно збільшенням розтяжної сили. Але часом буває й так, що розтягуване тіло, починаючи з певного моменту, видовжується і то досить швидко, без відповідного рівночасного збільшення сили розтягу, набуваючи разом із тим значних сталих видовжень. Відповідне цій силі напруження звемо межею пуску. Треба знати, що добре помітну, виразну межу пуску мають лише деякі, тяглисті матеріяли, як от, напр., спогрівне залізо, лите залізо і декотрі відміни сталі. Чавун не виявляє межі пуску. Загально прийнято вважати за межу пуску напруження, за котрим стале видовження переходить за 0,2 %.

Межа пуску для стиснутих тіл є та сама, що й для розтягнутих.

Розривне напруження. Так називаємо частку від поділу розривної сили, виміряної на кілограми, на поле первісного поперечного перерізу стрижня, виміряне на квадратові центиметри.

Подібним чином означуємо напруження розтиску, розламу (від гнуття), зрізу (від скосового, відсувного обтяжу) і перекруту (від кручення). Усім цим напруженням даємо загальну назву — розщіпні напруження.*)

Співчинник безпечности або запас міцности. Є це число, що показує, в скільки разів найбільше дозволене напруження менше від одповідного даному матеріялові розщіпного напруження. Коли, напр., розщіпне напруження якогось матеріялу є 5000 kg/cm², а дозволене напруження його є 1000 kg/cm², то в цім раві співчинник безпечности є 5.

*) Таку назву даємо тому, що розрив, розтиск, то що, є власне розщіпом поміж перводробами (молекулами) тіла.

Твердість. Окрім властивостей пружности й міцности, часто приходиться брати на увагу ще й твердість матеріялу. Для визначення твердости вживають тепер здебільшого способу Бринеля. Цей спосіб полягає в тім, що в даний матеріял втискають певною силою на протязі одної мінути певної величини кульку із загартованої сталі. Частку від поділу вжитої сили на поле поверхні витисненої кулькою ямки, або на поле отвору її, приймають за міру твердости даного матеріялу і називають цю частку співчинником твердости.

Роботовмкість. Так називаємо частку від поділу роботи, витраченої для розтягу гранчастого стрижня, доведеного до розриву чи до найвище дозволеного напруження, на первісний обсяг стрижня; роботу міряємо на кілограмометри, обсяг на кубічні центиметри, а тому виміром роботовмкости буде $kgm/cm^3$.

## II. Загальні засади обчислення міцности машинових частин.

З огляду на велику конкуренцію в машиновім будівництві, а також на дорожнечу матеріялів та робочої сили, будівничий повинен тепер більше, ніж коли небудь досі, старатися будувати машини яко мога дешевше, пильнуючи заразом, щоб вони були цілковито безпечні на службі. Таке старання почалося не від нинішнього дня і з бігом часу воно спричинилося до того, що й кількість оборотів теперішніх машин зросла супроти колишнього, і рівночасно значно піднесено дозволене напруження матеріялів, без шкоди для самої безпечности споруд. Бажання навчитись будувати якнайдешевше мало в своїм висліді також спрощення самої конструкції машин; досить ізгадати тут колишні складні механізми до керування парових машин та поруч них поставити прості теперішні.

Уживання вищих безпечних напружень оправдується перш за все тим, що теперішні матеріяли, порівнюючи з колишніми, визначаються далеко більшою одностайністю в своїй будові та міцністю; по-друге, вичинка різних матеріялів стоїть тепер значно краще, а роботу в майстернях піднесено на вищий ступінь докладности. До цього треба додати, що відповідні досліди та обмін досвідом, здобутим у машиновій практиці, збільшили наші знання та усунули деякі непевності та сумніви, що не дозволяли колишньому будівничому обчислювати поодинокі частини машин на більші напруження. За-для повноти треба ще наостанці згадати й про те, що тепер задовольняються здебільшого коротшим віком машин, бо машинова техніка швидко поступає вперед, машини скоро старіються в своїй конструкції, і тому з причин чисто економічних приходиться викидати їх та заступати новішими.

Підбираючи для якої небудь машинової частини виміри, треба в першу голову взяти на увагу мету її, себто для якої служби її

призначено. Одна бо річ, коли частина працює під ударами, як от толочильна, вітряниці, то що, і друге діло, коли вона пробуває під спокійним обтяжем. Вибираючи виміри, виходять звичайно з тієї засади, що напруження в тілі частини ні в однім місці не сміє переходити за дозволену межу, або що зміна вимірів (видовження, вкорочення, вгнуття, то що, — кажучи взагалі — змінопостать), або одиничний тиск на поверхню не повинні бути більші, ніж це вважається за безпечне. Не меншу вагу має справа виготовлення частини та можливість обрібки її в майстерні, і на це треба звернути відповідну увагу. Формуючи машинову частину, будівничий повинен завсігди рахуватися з тим, якими технічними засобами він користується, як устатковано кузню, відливарню й майстерню, де має та частина робитися, а також які саме перевозові можливості має він до своєї розпорядимости. Коли, напр., відливати в першорядній відливарні, то тій самій частині можна часом дати менші виміри, ніж коли користуватися гіршою відливарнею. Візьмім для прикладу валовий бігуншийку: при однаково добрім мазиві, однаковім матеріялі ложиська та однаковій силі охолоджування, виміри шийки й відповідного їй ложиська можуть випасти різні, в залежності від того, яким саме способом вона обточена, старим чи новим — на личкувальній (шліфовальній) машині. Якщо шийку виличковано (обшліфовано) на прецизійній (докладній) машині, то можна приймати, що вона прилягає до гнізда ложискового по цілій своїй довжині й працює рівномірно, а через те можна дати їй виміри менші, ніж тоді, коли шийку оброблено старими й менш докладними способами. Важну ролю відограє також складання (монтаж) машини. Де є можливість користуватися першорядними силами, там можна брати менші виміри; але маючи діло з менш досвідченими складачами, треба сподіватись, що під час складання повстануть в окремих частинах перенапруження, а тому в цім разі не можна класти в основу обчислення високих напружень.

Очевидна річ, що кожний матеріял в однаковій мірі годиться, якщо є можливість брати однаковий запас міцности і якщо нема обтяжу ударного. Коли отже міцність якогось матеріялу менша, то вистарчить узяти відповідно більші виміри. Одначе й у разі спокійного, безударного обтяжу доводиться часто вибірати ліпший і дорожчий матеріял; це робиться саме тоді, коли мало місця й відповідна частина машини повинна бути якнайбільше обмежена в своїх розмірах, або коли треба будувати якнайлекше. Цю останню вимогу зустрічаємо, напр., в будівництві паровозів, пароплавів, самоходів (авт), літаків, то що, Цього вимагають також тяжкі умови перевозу, замовлення, що робляться зза-границі, бо вони оплачуються звичайно високим митом із ваги товару, і нарешті високі кошти перевозу. Досить часто високо обтяжені частини звичайних сталих машин роблять із найліпшого

матеріялу, щоб цим зменшити виміри сусідніх частин, а тим самим обнизити вагу й кошти цілої машини. До вибору міцнішого, а значить і дорожчого матеріялу часто примушують нас ще й умови руху машини: швидкий хід її, а особливо великі прискорення й звязані з цим великі сили інерції рухомих мас. Увага будівничого завсігди повинна бути звернена на те, щоб надати будівлі як раз таку форму, коли даний йому матеріял може бути вжитий у найменшій вазі, потрібуватиме найменших видатків на обрібку та матиме найбільшу міцність. До цього він повинен іще зважити, що́ саме дає в остаточнім підсумку дешевшу конструкцію: чи дорогий матеріял із високою міцністю, тягучістю та малою вагою, чи дешевший матеріял із більшою вагою.

Коли треба мати яко мога меншу вагу, то часто відкидають ті часті матеріялу, що відограють невелику ролю в міцності будівлі: напр., висвердлюють напоздовж середовину валів, толочильн, узвісків; вижолоблюють із обох боків погоначі, то що.

Якщо приходиться брати на увагу ржавіння й розїдання матеріялу, то треба, з огляду на обставини, або вжити іншого матеріялу, або взяти відповідно більші виміри, або нарешті навіть покрити матеріял верствою нержавкого металу.

Щодо вибору безпечного напруження, то тут на-сам-перед рішає справу досвід, здобутий у будівельній практиці. Окрім самого способу обтяження, чималу ролю відограють ще обставини служби будівлі. То не все одно, чи машина призначена для довгої служби, чи для короткої. Деякі частини в нормальних погонних (рушійних, силотворних) машинах торгових пароплавів треба, напр., робити більших вимірів, ніж у машинах міноносців, бо останні лише принагідно й короткий час працюють під найбільшим обтяжем. Будуючи машину для міноносця, можна більше ризикувати; тут мимоволі доводиться брати менший запас міцности, хоч би з тієї причини, що машина повинна мати якнайменшу вагу, не кажучи вже про те, що найбільший обтяж її триває короткий час. Але з другого боку, такі частини машин, як от шруби погоначів, стяжні шруби розгінних коліс, то що, треба робити яко мога міцнішими, бо коли така частина зломиться, то може потягнути за собою руїну дальших частин і навіть цілої споруди. В цім разі ощадність на матеріялі та вазі є річ цілком другорядна. Тим то вибираючи висоту напруження, треба завсігди брати на увагу ту службу, що для неї призначається відповідна частина машини. Ближчі й докладніші дані щодо величини дозволених напружень виписано далі.

Частини машин, що зуживаються від зносу, треба так будувати, щоб можна було легко й дешево заступати їх новими, не псуючи при цім інших дорогих частин (зміна підхлипкових сідал, напрямниць хлипкових стрижнів, то що). Дорогі частини машин, що також псу-

ються від зносу, як от вібла, толочильна, то що, треба будувати грубшими і з таким розрахунком, щоб їх можна було підправляти (сточувати, спиловувати, то що), а не заступати новими.

В основі доброго будування лежить між іншим загальне правило, що каже уникати раптових, прикрих переходів та кутів, а також гострих виточин. Всі раптові зміни напрямку та поперечних перерізів зменшують міцність відповідних частин. Тим то ніколи не можна робити на валових бігунах прикрих уступів, а завсігди в цих місцях треба давати лагідні закруглення. В рівній мірі треба яко мога лагідніше заокруглювати переходи від колін до осі на колінчастих валах та відповідні місця на вітряницях. Так само й відливані криса повинні з відповідними заокругленнями переходити до віблої частини тіла. Взагалі ж у відливах треба уникати гострих кутів; якщо дві стіні стоять сторч одна до одної, то треба добре заокруглити кут між ними, відповідно до величини відливу. Часті поломки машинових частин, що раз-у-раз повторюються саме на ослаблених малими заокругленнями місцях, свідчать про те, що будівничі все ж таки ще не досить пильно остерігаються раптових переходів.

У відливах треба також старанно уникати скупчення мас, бо воно спричиняється до витвору дуплавин. Треба також пильнувати за тим, щоб грубостінні місця переходили в тонкостінні не відразу, не раптово, а поступнево й лагідно.

Нарешті зауважимо, що в тих випадках, коли можна сподіватись винику напружень під час застигання відливу (відливні напруження), чи під час зміни температури (температурні напруження), треба особливо старатись, щоб конструкція давала відповідним частинам можливість вільно й без перешкод мінятися в своїй постаті. Відливні й температурні напруження перевищують здебільшого в скілька разів нормальні напруження, себто ті, що повстають од службового, робочого обтяжу.

В тих випадках, коли за-для одностайности певних машинових частин існують загально прийняті норми їх, будівничий повинен очевидно держатися цих норм.

## III. Співчинники пружности й міцности.

В дальшім викладі матимемо на увазі в першу голову залізо й сталь, найважніші матеріяли в машиновім будівництві. Але певна частина сказаного там може бути у відповідній мірі приточена також і до інших матеріялів, уживаних у будівництві. З огляду на брак місця, подано тут співчинники пружности та міцности головним чином для сталі й заліза.

Вимоги щодо міцности, розривного видовження й витончення

заліза та сталі на практиці бувають різні, в залежності від призначення цих матеріялів, а також од бажання замовця. Відповідно до цього вироблено певні норми, але ця книжка не має на меті ознайомлювати читачів із такими нормами. Тут лише будуть подані „Приписи для постачання заліза й сталі" спілки німецьких гірничих промисловців.

Як було вже раніше зазначено, обчислення якої небудь частини будівлі, взагалі кажучи, треба провадити так, щоб напруження в жаднім місці її не переходило за дозволену межу. Але, в залежності від призначення частини, на вибір вимірів її можуть часом упливати й певні вимоги щодо змінопостаті її. Ремені, напр., можуть служити до піднесення тягарів, а також і для передачі руху. В першім разі досить обчислювати їх на міцність; в другім — треба звернути увагу на видовження, бо воно відграє тут найголовнішу ролю. Через те, що в цім останнім разі видовження ременю не сміють бути надто великі, а пружність його не занадто мала, то й треба, щоб найвище напруження його було значно нижче від того, на яке дозволяє його міцність. Другим прикладом для цього може бути вал динамомашини з насадженою на нім кітвицею. Якщо обчислити його лише на міцність, то може статися, що він угинатиметься під вагою кітвиці так глибоко, що це шкодитиме самій роботі динамомашини. В таких випадках не лишається нічого іншого, як обчислювати виміри валу на змінопостать, себто допускати лише певне вгнуття й відповідно до цього вираховувати потрібний момент інерції його поперечного перерізу. Є ще одна обставина, що примушує в певних випадках одхилятися від нормально дозволених напружень, а саме: удари й живі сили. Де вони трапляються, треба їх відповідним чином оцінювати, а коли це неможливо зробити, то залишається єдиний вихід — переводити обчислення, припускаючи, до певної міри навгад, яко мога менші напруження. Якщо частини будівлі мають зазнавати сильних ударів, то в цім разі ліпше для них вживати матеріялів із великою роботовмкістю.

На сторінці 13. подано таблицю безпечних напружень для того випадку, коли матеріяли працюють у звичайнім стані тепла. Треба тут зауважити, що напруження, вміщені під знаком *a*, годяться лише для тих випадків, коли обтяж спокійний. Напруження під знаком *b* приточено до випадків, коли обтяж чи напруження міняється довільне число разів од нуля до якоїсь найбільшої величини, як це, напр., буває в зубах палечних коліс. Нарешті напруження під знаком *c* подано для тих випадків, коли обтяж чи напруження для окремих волокон міняються раз-у-раз од якоїсь найбільшої додатньої величини до такої ж найменшої відємної величини, в повторнім порядку. Це буває, напр., під час повторного гнуття або кручення в двох протилежних напрямках. Прикладом такого роду зміни обтяжу й напру-

**Безпечні напруження (Бах).**

| Матеріял | Ровтяг $k_z$ | | | Стиск k | | Гнуття $k_b$ [6]) | | | Відсув $k_s$ [7]) | | | Кручення $k_d$ [7]) | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | a | b | c | a | b | a | b | c | a | b | c | a | b | c |
| Спогрівне заліво[1]) | 900 | 600 | 300 | 900 | 600 | 900 | 600 | 300 | 720 | 480 | 240 | 360 | 240 | 120 |
| Лите заліво [5]) | 900 до 1500 | 600 до 1000 | 300 до 500 | 900 до 1500 | 600 до 1000 | 900 до 1500 | 600 до 1000 | 300 до 500 | 720 до 1200 | 480 до 800 | 240 до 400 | 600 до 1200 | 400 до 800 | 200 до 400 |
| Лита сталь [5]) | 1200 до 1800 | 800 до 1200 | 400 до 600 | 1200 до 1800 | 800 до 1200 | 1200 до 1800 | 800 до 1200 | 400 до 600 | 960 до 1440 | 640 до 960 | 320 до 480 | 900 до 1440 | 600 до 960 | 300 до 480 |
| Підпружна сталь (загартована) [3]) | — | — | — | — | — | 7500 | 5000 [3]) | — | — | — | — | 6000 | 4000 [3]) | — |
| Чавун [4]) | 300 | 200 | 100 | 900 | 600 | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) | —[4]) |
| Сталеве ливо [8]) | 600 до 1200 | 400 до 800 | 200 до 400 | 900 до 1500 | 600 до 1000 | 750 до 1200 | 500 до 800 | 250 до 400 | 480 до 960 | 320 до 640 | 160 до 320 | 480 до 960 | 320 до 640 | 160 до 320 |

жень може служити обтяж валу з насадженим на нім розгоничем: під час кружби ті самі волокна валу раз розтягуються, раз стискаються, а на байдужій осі його жадне напруження взагалі не повстає.

Як видко з таблиці на стор. 13., зазначені тільки що безпечні напруження $a$, $b$ та $c$ рівнократні з числами 3 : 2 : 1. Таку залежність між ними встановлено з одного боку на підставі безпечних напружень, що їх виробила з бігом часу практика машинового будівництва, а з другого — на підставі дослідів Вилера,*) що саме й дають для трьох названих способів обтяжу, принаймні для ковучого заліза, приближну рівнократність 3 : 2 : 1.

В дійсності давно вже було відомо, що взагалі мінливий обтяж швидче допроваджує тіло до розламу, ніж обтяж спокійний і рівносталий. Але допіру Вилер шляхом своєї двацятилітньої праці, шляхом досліду встановив числові засади цього.

Уваги до таблиці на стор. 13.:

До цифри 1. Якщо спогрівне залізо дуже добре, а самий обтяж своїм напрямом сходиться в одно з віссю стрижня та напрямом волокон, то подані безпечні напруження можна, як каже Бах, підносити ще аж на $^1/_3$ їх.

До цифри 2. Найбільші числа можна вживати лише в тім разі, коли матеріял цілковито надійний.

До цифри 3. Вилер приймав для загартованих вагонових підпружин коливання напружень од 6500 до 8600 kg/cm$^2$.

До цифри 4. Як би приймати для чавуна $k_b = k_z$ і обчислювати з допомогою звичайних взорів гнуття, то міцність чавунних двигарів виходила б занадто недоціненою, себто виміри їх виходили б без потреби більші, ніж би того вимагав обтяж. З тої причини, що $\alpha$ (співчинник відтягу) для чавуна в міру збільшення напружень зростає, крайні волокна зігнутого чавунного двигаря слабше обтяжені, ніж би це виходило з обрахунку, або, кажучи інакше, середові волокна чавуна працюють сильніше, ніж воно виходить зі взору гнуття, основаного на сталім $\alpha$. І саме виявляється, що максимум обтяжу, безпечного для чавуна, залежить од форми попереччя його, а також і від того, чи має він одливну кору. Окрім того, мають вплив ще й абсолютні виміри відливу, бо досвід показує, що в середині грубшого відливу матеріял, з причини меншої густоти, щільности, не такий міцний, як у тонших відливах.

Щоб, помимо цього, можна було все ж таки вживати звичайного взору гнуття, впроваджуємо за прикладом Баха в рахунок для $k_b$ відповідно вищі числа. На підставі власних дослідів Бах припускає такі безпечні гнучі напруження для чавуна:

*) Wöhler. Про досліди над міцністю заліза й сталі. Берлін 1870 (Відбитка з „Die Zeitschrift für Bauwesen", рік 1870).

| для способу обтяження: | без кори a | b | c | з корою a | b | c |
|---|---|---|---|---|---|---|
| ○ круглe попереччя: | 2,05 $k_z$ = | 615 | 410 205, | 1,7 $k_z$ = | 510 | 340 170 kg/cm²; |
| □ сторчораменний чотирокутник: | 1,7 $k_z$ = | 510 | 340 170, | 1,4 $k_z$ = | 420 | 280 140 kg/cm²; |
| ⊥ двострішникове попереччя (припускаючи середні умови): | 1,45 $k_z$ = | 435 | 290 145, | 1,2 $k_z$ = | 360 | 240 120 kg/cm². |

Для дуже доброго чавуна можна, як радить Бах, збільшувати попередні числа для $k_z$ та $k_b$ на половину, а то й більше.

Виявляється також, що й відпорність чавуна проти кручення залежить од форми попереччя; тут одначе кора чавуна має менший вплив. Згідно з дослідами Баха можна приймати:

| для способів обтяження: | a | b | c | |
|---|---|---|---|---|
| круглe попереччя | $k_d$ = 1,0 $k_z$ = | 300 | 200 100 | kg/cm² |
| кругове кільце | $k_d$ = 0,8 $k_z$ = | 240 | 160 80 | „ |
| квадрат | $k_d$ = 1,4 $k_z$ = | 420 | 280 140 | „ |
| сторчораменний чотирокутник, подовгастий | $k_d$ = 1,6 $k_z$ = | 480 | 320 160 | „ |

До цифри 5. Сталевих відливів уживають у машиновім будівництві там, де треба мати частини, міцніші від чавуна, де отже чавунні відливи були б занадто важкі. Сталеві відливи складної форми після лиття треба віджарувати і відтак поволі остужувати, щоб усунути відливні напруження. Добрі сталеві відливи потрібують для свого виготовлення дуже досвідчених майстрів і челядників; та проте таки часто трапляється, що через різні випадкові причини сталеві відливи виходять шпаристими та дуплавими. Отже треба добре памятати, що лише в тім разі можна виходити по-за межі даних у таблиці на стор. 13. цифр, коли є певність, що відповідний матеріял належить до найліпшого виробу. Якщо сталеві відливи дуже добрі, то для них можна брати безпечні напруження ті самі, що й для литого заліза, а то й вищі.

До цифри 6. Величина $k_b$ для ковучого заліза та литої сталі приймається звичайно та сама, що й для $k_z$ в разі розтягу. Але в дійсності подані для $k_b$ величини можна підносити на $^1/_4$, а то й більше, особливо коли матеріял тягучий, бо в обтяженім гнучими силами тілі найбільше напруження повстає здебільшого лише в однім поперечнім перерізі і тут лише в крайній верстві його. Якщо від

довгого переобтяження крайня верства подається, то працю переймають на себе нижче положені верстви. Цим і треба пояснювати те явище, що обтяжений гнуттям стрижень видержує далеко більший обтяж, ніж це відповідає розтяжній міцності матеріялу.

До цифри 7. Щодо обтяжів зрізу та кручення, то подані для них величини безпечного напруження треба вживати, керуючись увагами, поміщеними під цифрою 6.

Наприкінці зауважимо ще, що різні покажчики матеріялів подають для дротів і подібної форми виробів значно вищі числа міцности. Це походить із того, що від волочення дроту ущільнюється матеріял його і це ущільнення в тонких дротах поширюється аж до найглибшої середовини їх. І ще треба зауважити, що коли конструкцію докладно й старанно розроблено, коли можна сподіватися пильного викінчення її та коли нарешті вжито буде для неї дуже доброго матеріялу, то можна виходити по-за межі поданих на таблиці безпечних напружень, збільшуючи їх. Остаточно будівельна практика повинна сама рішати, чи дозволені для даного випадку напруження можна вважати за безпечні, чи ні. Та ніколи не можна з дозволеними напруженнями переходити за межу пружности, або, що ще гірше, доходити до межі пуску, бо великі сталі зміни форми машинових частин у жаднім разі недопустимі в будівництві.

## IV. Основні взори з теорії міцности матеріялів.

### 1. Розтяг.

I. $P = f . k_z$: $P$ означає розтяжну силу, що діє в напрямі поздовжньої осі стрижня, в kg; $f$ — поле поперечного перерізу (попереччя) стрижня в $cm^2$; $k_z$ — дозволене (безпечне) напруження в $kg/cm^2$.

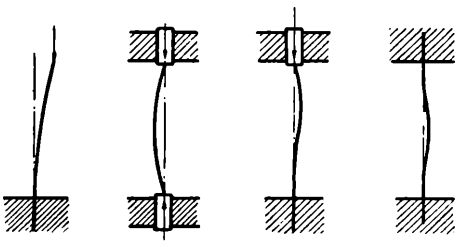
II. $\lambda = l . k_z . \frac{1}{E}$: $\lambda$ видовження стрижня в cm; $l$ — первісну довжину стрижня в cm; $k_z$ — напруження; $E$ — співчинник або модуль пружности.

### 2. Стиск.

III. $P = f . k$: $P$ і $f$ мають ті самі значіння, що й вище; $k$ — дозволене напруження стиску.

IV. $\lambda = l . k . \frac{1}{E}$: $\lambda$ — вкорочення стрижня в cm; інші букви мають ті самі значіння, що й у взірці II.

### 3. Гнучий стиск.



(рис. 1) (рис. 2) (рис. 3) (рис. 4)

$P_k = \frac{\pi^2 E \Theta}{4 l^2}$: один кінець стрижня нерухомо заправлений, другий вільний (рис. 1).

$P_k = \frac{\pi^2 E \Theta}{l^2}$: обидва кінці стрижня не заправлені, але примушені переміщатися в напрямі первісної осі стрижня (рис. 2).

$P_k = \frac{2 \pi^2 E \Theta}{l^2}$: один кінець стрижня нерухомо заправлений, другий примушений переміщатися в напрямі первісної осі стрижня (рис. 3).

$P_k = \frac{4 \pi E \Theta}{l^2}$: обидва кінці стрижня нерухомо заправлені (рис. 4).

У всіх чотирьох взірцях $P_k$ означає критичну силу, себто той межовий обтяж, що призводить до безконечно великого вгнуття; $\Theta$ — момент інерції поперечного перерізу стрижня в $cm^4$; $l$ — довжину в cm.

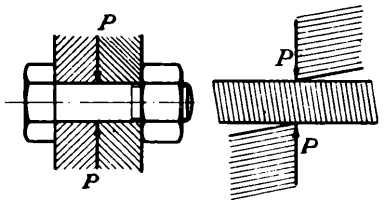
Якщо взяти запас безпечности $\sigma = 25$, співчинник пружности $E = 2.000.000$, то для віблого стрижня, з моментом інерції поперечного перерізу $\Theta = \frac{d^4}{20}$, дістанемо відповідно до рис. 2. такий взірець:

V. $$P = 40.000 \frac{d^4}{l^2}.$$

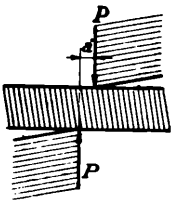
### 4. Відсув.

VI. $P = f k_s$: $P$ — відсувна (зрізова) сила в kg; $f$ — поле перерізу, обтяженого тією силою, в $cm^2$; $k_s$ — дозволене напруження відсуву (стичне, зрізове) в $kg/cm^2$.

Треба одначе мати на увазі, що дуже часто буває не так, як показано на рис. 5, де сили $PP$ лежать у напрямі одної простої (чи площини), а так, як це бачимо на рис. 6, де між силами є малий відступ (сутісок). В цім останнім разі повстає гнуття,. що викликає більші напруження, ніж це виходить зі взору $P = fk_s$.



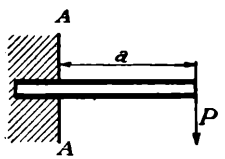

(рис. 5)




(рис. 6)

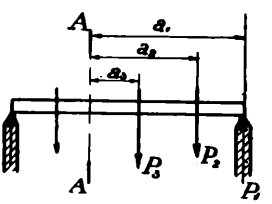
## 5. Гнуття.

VII. $M_b = P \cdot a = W \cdot k_b$: $P$ — гнуча сила в kg; $a$ — відстань точки приложення сили від небезпечного (найбільш обтяженого гнучим моментом) попереччя $A—A$ в cm; $W$ — момент відпорности того попереччя в $cm^3$; $k_b$ — гнуче напруження в $kg/cm^2$ (рис. 7).




(рис. 7)

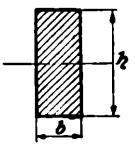
$M_b = -P_1 \cdot a_1 + P_2 \cdot a_2 + P_3 \cdot a_3$: для якого небудь попереччя $A—A$ (рис. 8).



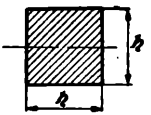

(рис. 8)

Показаний на останніх двох рисунках обтяж викликає окрім гнучих напружень, ще й відсувні напруження, так що в перерізі $A—A$ (рис. 7) маємо відсувне напруження $k_s = \frac{P}{f}$, а в перерізі $A—A$ (рис. 8) відсувне напруження $k_s = \frac{-P_1 + P_2 + P_3}{f}$. Та треба сказати, що здебільшого ці напруження виходять надто малі, порівнюючи з напруженнями гнучими, і тому їх рідко коли приходиться брати в рахунок.

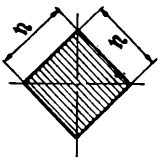
Подаємо нижче моменти інерції $\Theta$ та моменти відпорности $W$ для важніших поперечних перерізів:




(рис. 9)




(рис. 10)



(рис. 11)

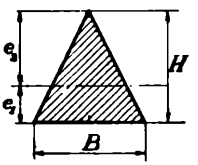
VIII. $\Theta = \frac{b\ h^3}{12}$, $W = \frac{b\ h^2}{6}$ (рис. 9).

IX. $\Theta = \frac{h^4}{12}$, $W = \frac{h^3}{6}$ (рис. 10).

X. $\Theta = \frac{h^4}{12}$, $W = \frac{\sqrt{2}}{12}\ h^3$ (рис. 11).

(Від зрізування, до певної межі, верхнього й спіднього ріжка цього квадрату, зростає $W$; найбільшої величини досягає $W$, коли зрізати ріжки на $\frac{1}{9}\ h$).

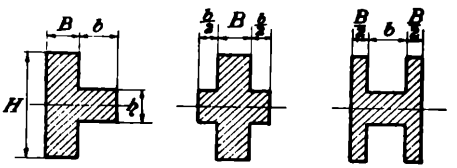
XI. $\Theta = \frac{B\ H^3}{36}$, $W_1 = \frac{B\ H^2}{12}$, $W_2 = \frac{B\ H^2}{24}$



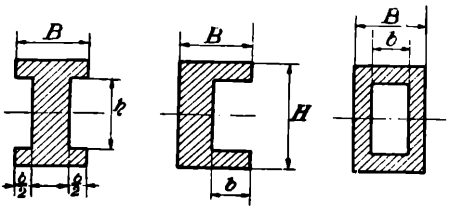

(рис. 12)

XII. $\Theta = \frac{B\ H^3 + b\ h^3}{12}$,

$W = \frac{B\ H^3 + b\ h^3}{6\ H}$



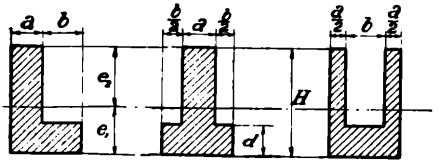

(рис. 13)




(рис. 14)

XIII. $\Theta = \dfrac{B\ H^3 - b\ h^3}{12}$

$W = \dfrac{B\ H^3 - b\ h^3}{6\ H}$

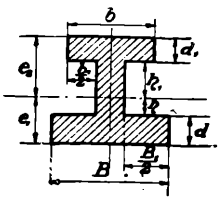



(рис. 15)

XIV. $\Theta = \dfrac{1}{3}(B e_1^3 - b h^3 + a e_2^3)$;

$e_1 = \dfrac{1}{2} \cdot \dfrac{a\ H^2 + b\ d^2}{a\ H + b\ d}$;

$e_2 = H - e_1$; $W_1 = \dfrac{\Theta}{e_1}$; $W = \dfrac{\Theta}{e_2}$

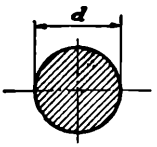



(рис. 16)

XV. $\Theta = \dfrac{1}{3}(B\ e_1^3 - B_1\ h^3 + b\ e_2^3 - b_1\ h_1^3)$;

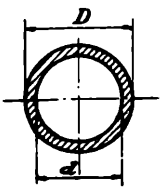
$e_1 = \dfrac{1}{2} \cdot \dfrac{a\ H^2 + B_1\ d^2 + b_1\ d_1\ (2\ H - d_1)}{a\ H + B_1\ d + b_1\ d_1}$

$e_2 = H - e_1$; $W_1 = \dfrac{\Theta}{e_1}$; $W_2 = \dfrac{\Theta}{e_2}$




(рис. 17)

XVI. $\Theta = \dfrac{\pi}{64}\ d^4 = \sim \dfrac{1}{20}\ d^4$; $W = \dfrac{\pi}{36}\ d^3 = \sim \dfrac{1}{10}\ d^3$



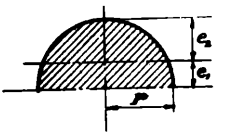

(рис. 18)

XVII. $\Theta = \dfrac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \sim \dfrac{1}{20}(D^4 - d^4)$

$W = \dfrac{\pi}{32} \dfrac{D^4 - d^4}{D} = \sim \dfrac{1}{10} \cdot \dfrac{D^4 - d^4}{D}$

XVIII. $\Theta = r^4 \left(\frac{\pi}{8} - \frac{8}{9\pi}\right)$; $W_1 = 0{,}2587\, r^3$;

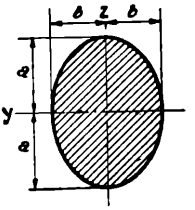
$W_2 = 0{,}1908\, r^3$; $e_1 = 0{,}4244\, r$



(рис. 19)

XIX. $\Theta = \frac{\pi\, a^3\, b}{4} = \sim \frac{1}{20}\,(2\,b)\,(2\,a)^3$

$W = \frac{\pi\, a^2\, b}{4} = \sim \frac{1}{20}\,(2\,b)\,(2\,a)^2$

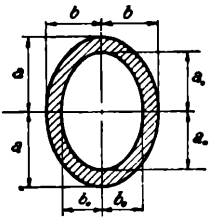


(рис. 20)

XX. $\Theta = \frac{\pi}{4}\,(a^3\, b - a_1{}^3\, b_1) = \sim \frac{\pi}{4}\, a^2\,(a +$

$+ 3\,b)\,\delta$; $W = \sim \frac{\pi}{4}\, a\,(a + 3\,b)\,\delta$,

$\delta = b - b_1$



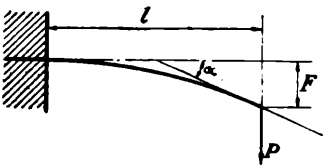
(рис. 21)

Далі подаємо найбільші гнучі моменти, стрілки вгнуття й кути нахилу пружистої лінії для деяких важніших випадків гнуття двигарів:

а) Двигар одним кінцем нерухомо заправлений, а на другім обтяжений силою $P$.

$M_b = P\, l$; $F = \frac{P\, l^3}{3\, E\, \Theta}$; $\operatorname{tg} \alpha = \frac{3\, F}{2\, l} =$

XXI. $= \frac{P\, l^2}{2\, E\, \Theta}$.

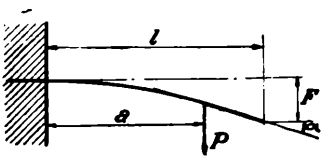


(рис, 22)

b) Двигар одним кінцем нерухомо заправлений і обтяжений на відстані $a$ силою $P$.

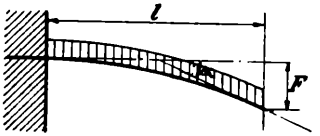
$M_b = P\, a$; $F = \frac{P\, a^3}{3\, E\, \Theta} + (l - a) \operatorname{tg} \alpha =$

XXII. $= \frac{P\, a^3}{3\, E\, \Theta} + \frac{P\, a^2}{2\, E\, \Theta}\,(l - a)$



(рис. 23)

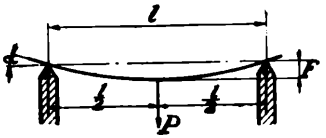
c) Двигар одним кінцем нерухомо заправлений і обтяжений силою $q$, рівномірно розбитою по цілій довжині $l$: $P = lq$




(рис. 24)

$$M_b = \frac{q\,l^2}{2},\quad F = \frac{q\,l^4}{8\,E\,\Theta} = \frac{q\,l\cdot l^3}{8\,E\,\Theta} = \frac{P\,l^3}{8\,E\,\Theta},\quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{4\,F}{3\,l} = \frac{P\,l^2}{6\,E\,\Theta}. \qquad \text{XXIII.}$$

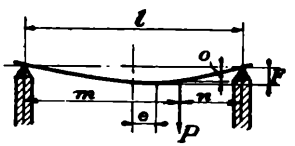
d) Двигар лежить вільно на двох підпорах і згинається скупченою по-середині силою $P$.




(рис. 25)

$$M_b = \frac{P\,l}{4},\quad F = \frac{P\,l^3}{48\,E\,\Theta},\quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{3\,F}{l} = \frac{P\,l^2}{16\,E\,\Theta}. \qquad \text{XXIV.}$$

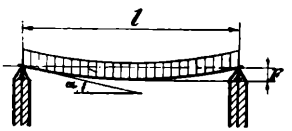
e) Двигар лежить вільно на двох підпорах і згинається скупченою не по-середині силою $P$.




(рис. 26)

$$M_b = \frac{P\,m\,n}{l},\quad F = \frac{P\,m^2\,n^2}{3\,E\,\Theta\,l},\quad F_{max}\text{при } e = m\sqrt{\frac{1}{3} + \frac{2\,n}{3\,m}} - \frac{l}{2}. \qquad \text{XXV.}$$

f) Двигар лежить вільно на двох підпорах і згинається рівномірно розбитою по цілій довжині тяглою силою $q$: $P = lq$.




(рис. 27)

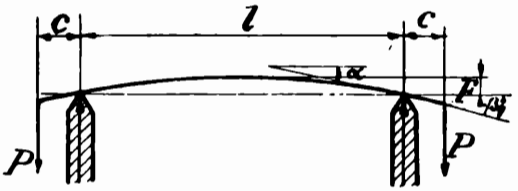
$$M_b = \frac{P\,l}{8} = \frac{q\,l^2}{8},\quad F = \frac{5\cdot P\,l^3}{384\,E\,\Theta},\quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{16\,F}{5\,l} = \frac{P\,l^2}{24\,E\,\Theta}. \qquad \text{XXVI.}$$

g) Двигар лежить вільно на двох підпорах і згинається двома скупченими силами $PP$, симетрично укладеними по-за підпорами.

$$M_b = P\ c,\ F = \frac{P\ c\ l^2}{8\ E\ \theta},$$

$$\operatorname{tg}\ \alpha = \frac{P\ c\ l}{2\ E\ \theta},$$

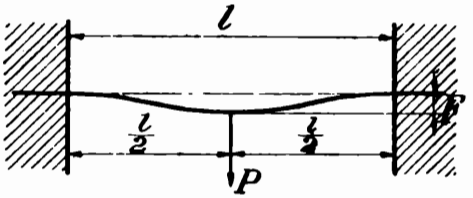
$$\operatorname{tg}\ \beta = \frac{P\ c\ (l+c)}{2\ E\ \theta}. \quad \text{XXVII.}$$




(рис. 28)

h) Двигар, нерухомо заправлений кінцями, згинається скупченою по-середині силою $P$.

$$M_b = \frac{P\ l}{8},\ F = \frac{P\ l^3}{192\ F\ \theta}. \quad \text{XXVIII.}$$



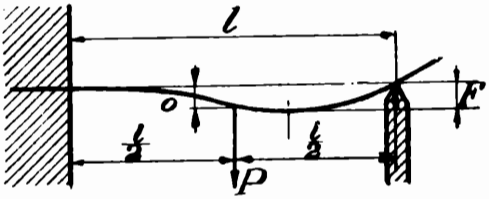

(рис. 29)

f) Двигар, одним кінцем нерухомо заправлений, а другим вільно положений на підпору, згинається скупченою по-середині силою $P$.

$$M_b = \frac{3\ P\ l}{16},$$

$$F = \sqrt{1/5} \cdot \frac{P\ l^3}{48\ E\ \theta},$$

$$o = \frac{7\ P\ l^3}{768\ E\ \theta}. \quad \text{XXIX.}$$




(рис. 30)

## 6. Кручення.

Відзначаємо через

$M_d$ — закрутний момент в kgcm;

$\tau$ — відсувне напруження в якій небудь точці поперечного перерізу в kg/cm²;

$\tau_{max}$ — найбільше відсувне напруження в kg/cm²;

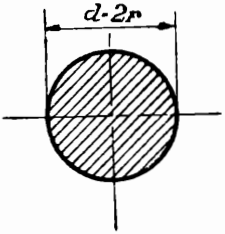
$k_d$ — дозволене відсувне напруження в kg/cm²;

$\beta$ — співчинник відсуву в cm²/kg;

$\vartheta$ — кут перекосу якого небудь попереччя стрижня коло другого попереччя, віддаленого від першого на одиницю довжини.

Зазначені величини вяжуться з поданими на рисунках вимірами такими взорами:

$$\vartheta = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_d}{d^4} \cdot \beta.$$

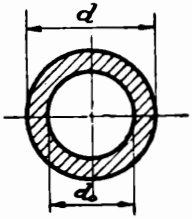



(рис. 31)

Напруження на обводі $\tau_{max} = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_d}{d^3}$. XXX.

Напруження на відстані $\varrho$ від осередку

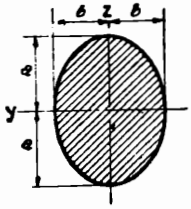
$$\tau = \tau_{max} \frac{\varrho}{r}.$$




(рис. 32)

$$\vartheta = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_d}{d^4 - d_o^4} \cdot \beta.$$

Напруження на обводі $\tau_{max} = \frac{16}{\pi} \cdot \frac{M_d\ d}{d^4 - d_o^4}$. XXXI.




(рис. 33)

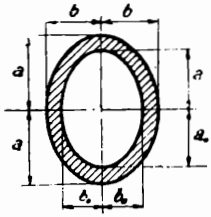
$$a > b, \quad \vartheta = \frac{1}{\pi} M_d \quad \frac{a^2 + b^2}{a^3\ b^3} \beta.$$

Напруження в довільній точці $(y, z)$ перерізу

$$\tau = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_d}{a^3\ b^3} \sqrt{a^4\ y^2 + b^4\ z^2}.$$

Напруження в кінцевих точках малої осі

$$\tau_{max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_d}{a\ b^2}.$$ XXXII.




(рис. 34)

$$a > b, \ a : a_o = b : b_o = m,$$

$$\vartheta = \frac{1}{\pi} \cdot M_d \frac{a^2 + b^2}{a^3\ b^3\ (1 - m^4)} \beta.$$

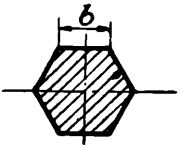
Напруження в кінцевих точках малої осі

$$\tau_{max} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{M_d\ b}{a\ b^3 - a_o\ b_o^3}.$$ XXXIII.

$$\vartheta = 0{,}967 \cdot M_d \frac{1}{b^4} \beta.$$

Напруження по-середині країв

$$\tau_{max} = \frac{1{,}09\ M_d}{b^3}. \qquad \text{XXXIV.}$$




(рис. 35)

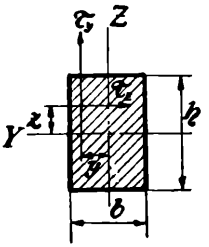
$$h > b, \quad \vartheta = \psi_o\ M_d \frac{b^2 + h^2}{b^3\ h^3} \beta,$$

де $\psi_o = 3{,}645 - 0{,}06 \frac{h}{b}$.

Напруження по-середині довших країв

$$\tau_{max} = \frac{\psi\ M_d}{b^2\ h}, \qquad \text{XXXV.}$$

де $\psi = 3 + \frac{2{,}6}{0{,}45 + \frac{h}{b}}$; якщо переріз не дуже

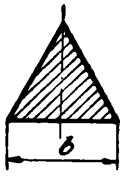



(рис. 36)

відріжняється від квадрату, то можна приблизно приймати $\psi = 4{,}5$.

$$\vartheta = 46{,}2 \cdot M_d \frac{1}{b^4} \beta.$$

Напруження по-середині країв $\tau_{max} = \frac{20\ M_d}{b^3}$. XXXVI.




(рис. 37)

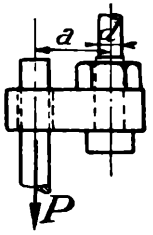
## 7. Розтяг і гнуття (стиск і гнуття).

Кругле попереччя. $P$ сила в kg; $M_b$ гнучий момент в kgcm; $W$ момент відпорности в $cm^3$.

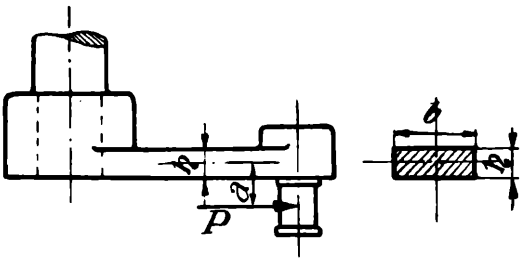
$$k_z = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}, \quad k_b = \frac{P\ a}{\frac{1}{10} d^3}.$$

Зложене напруження

$$k_{bz} = P \left( \frac{4}{\pi\ d^2} + \frac{10\ a}{d^3} \right). \qquad \text{XXXVII.}$$




(рис. 38)




(рис. 39)

Поперечня — сторчораменний чотирокутник.

$$k_z = \frac{P}{b\ h},\ k_b = \frac{P\ a}{\frac{1}{6}\ b\ h^2}.$$

Зложене напруження

$$k_{bz} = P\left(\frac{1}{b\ h} + \frac{6\ a}{b\ h^2}\right).$$ XXXVIII.

## 8. Гнуття й кручення.

Зложене напруження

$$k_{bl} = 0{,}35\ \sigma + 0{,}65\ \sqrt{\sigma^2 + 4\ (\alpha_o\ \tau)^2},$$ XXXIX.

де $\sigma$ гнуче напруження, $\tau$ напруження від кручення, $\alpha_o = \frac{k_d}{1{,}3\ k_b}$.

Для круглого поперечня $\sigma = \frac{10\ M_b}{d^3}$ і $\tau = \frac{5\ M_d}{d^3}$, де $M_b$ є гнучий момент, $M_d$ закрутний момент — обидва в kgcm,

$$M_{bl} = 0{,}35\ M_b + 0{,}65\ \sqrt{M_b^2 + (\alpha_o\ M_d)^2}.$$ XL.

Для кільцевого поперечня зложене напруження й зложений момент обчислюються з тих самих взірців.

Для поперечня сторчораменного чотирокутника з вимірами $b \cdot h$

$$M_{bl} = 0{,}35\ M_b + 0{,}65\ \sqrt{M_b + \left(\frac{3}{2}\ \alpha_o\ M_d\right)^2} = \frac{1}{6}\ b\ h^2\ k_{bl}.$$ XLI.

## РОЗДІЛ ДРУГИЙ.

## СПОЛУЧЕННЯ з ДОПОМОГОЮ КЛИНА, ШРУБИ й СКЛЕПАКІВ.

**Вступ.** Коли потрібуємо мати таке сполучення, щоб кожної хвилі можна було його легко розібрати, то вживаємо для цього клина й шруби. Сполучення ж з допомогою склепаків належать до сталих, глухих, нерозбірних сполучень. Злучені останнім способом часті можна розняти не інакше, як пошкодивши й понівечивши склепаки, або й самі часті. До глухих сполучень належить ще склеювання, споювання, спогрівання й затискання.

Коли сполучення з двох чи з більшого числа частин знаходиться під обтяжем сил, що міняють свій напрям, то треба йому дати так званий попередній затяг, себто стиснути одну до одної стичні поверхні сполучених тіл із такою силою, щоб зміни напрямку вище згаданих сил не викликали жадних ударів.

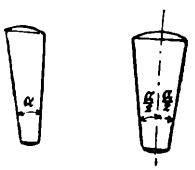
### I. Клиння.

#### 1. Загальні уваги.

Клин служить для міцного сполучення двох тіл через обопільний притиск їх одно до одного. Вживають його майже виключно для тих тіл, що мають форму стрижня. Ніколи не злучують клином пласких тіл, з великими площинами стичности; в цім разі вживають звичайно шруб і склепаків.

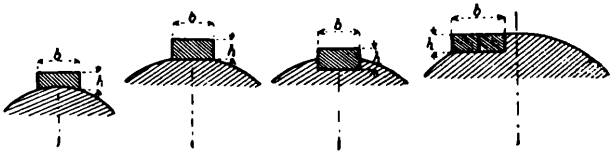
Клиння роблять зі сталі; залізні ж клиння йдуть лише на другорядні потреби, бо залізо має меншу твердість і легко вилощується (полірується), через те й не надається до міцного заклинення.

Клиння бувають двох одмін: одноглобні (рис. 40) та двоглобні (рис. 41). Перші з них витворюють натиск (глоблять) одним своїм боком, другі — двома. Клиння іншої форми рідко коли вживаються.



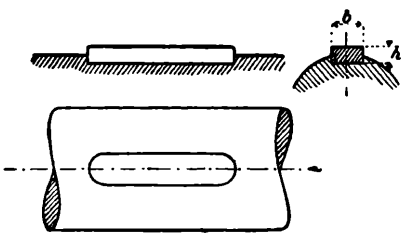
(рис. 40, 41)

Щодо способу укладу, то розріжняємо поздовжні (рис. 42—45) і поперечні (рис. 52–54) клиння. Перших уживають для за-



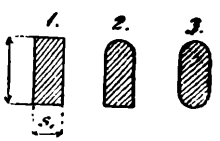
(рис. 42—45)

клинення на валах палечних, пасових, розгінних коліс, то що; починаючи з лівої руки, маємо на рисунках: пасклин або накладний клин, далі плаский, або плішка чи заплішка, ще далі жолобковий і нарешті припірний або боковий. Перших двох уживають до передачі малих сил. Припірні клиння даються парами, на 120° один од одного; їх уживають у тих випадках, коли сили часто міняють свій напрям і викликають удари. Близько до поздовжніх клинів стоять сторожки або недоклинки (рис. 46). Вони мають цілком брускову форму і закладаються на вал у такі ж жолобки; відріжняються від поздовжніх клинів тим, що ці міцно притискають до валу головку набитої на нього частини, тим часом як сторожки цього не роблять, а удержують лише від обороту надокола валу і дають повну волю набитій частині пересуватися здовж його. Сполучення з допомогою сторожка не має жадного попереднього затягу, а тому його добре вживати лише в тім разі, коли маємо кружбу однобічну та коли нема жадних ударів.



(рис. 46)

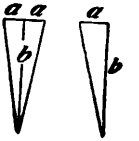
Попереччя клина може мати одну з показаних на рисунках 47—49 форму. За найліпшу треба вважати форму, заокруглену з обох боків (форма 3); а це через те, що такі клиння зручніші до вжитку (бо гніздо під такий клин можна висвердлювати на поздовжній свердлярці); окрім того, вони ліпші ще й з огляду на міцність клинового сполучення, бо поступневі, лагідні переходи в клиновім гнізді не зазнають таких високих напружень, як це буває в гострих кутах.




(рис. 47—49)

Клинням дають звичайно такий одиничний спад (рис. 50 і 51):

| для підтягу | для частої розбірки | для довготривалого сполучення |
|---|---|---|
| $\frac{a}{b} = \frac{1}{5}, \frac{1}{8}$ | $\frac{1}{10}, \frac{1}{12}, \frac{1}{15}$ | $\frac{1}{20}, \frac{1}{30}, \frac{1}{50}$ та $\frac{1}{100}$ до $\frac{1}{200}$. |



(рис. 50, 51)

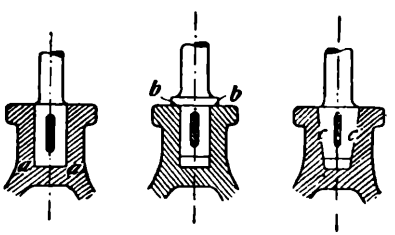
Даючи клинові надто прикрий спад, робимо його дуже стяжнистим: заганяючи такий клин на невелику довжину його, дістаємо можливість далеко пересувати побіч себе сполучувані части. Але в такім разі після затяжки клина треба конче закріпляти його, бо інакше його може виштовхнути й виперти надвір та сила, що діє здовж сполучених частин. Клиння з дуже прикрим спадом годяться лише там, де вони вибиваються, зношуються і де через те треба їх у міру зносу підтягати, як, напр., в головках погоначів.

Якщо ж треба, щоб клин навпаки сам собою, самотужки, держався, то його спад не повинен бути більший за якусь певну величину, а саме: кут $\alpha$ (рис. 40 – 41) повинен бути рівний, або й менший од подвійного кута тертя. *)

Якщо прийняти, що середній співчинник тертя є 0,20 (це відповідає приблизно кутові тертя $\varrho = 11^0$), то кут $\alpha$ не повинен бути більший од 22°, себто одиничний спад клина, що має показану на рис. 40 форму, не повинен переходити за 1 : 2,5. Але на практиці беруть здебільшого значно менший спад, бо тертя не завсігди має однакову силу і залежить од стану поверхні клина, а також і клинового гнізда. Окрім цього, на силу тертя впливають також різні випадкові причини, як от олива (зменшує тертя) і т. і.

Коли клинове сполучення обтяжене неспокійними силами й зазнає ударів, то, взагалі кажучи, не можна покластися на те, що клин самотужки держатиметься, хіба що має він аж надто малий спад. Для цілковитої безпечности сполучення треба вживати відповідних заходів проти ослаблення клина.

На рис. 52 – 54 показано три різні заклинення поперечним клином, як вони зустрічаються, напр., в сполученнях толочильна з ковзанцем. В способі, показанім на рис. 52, тиск передається через чолову, кінцеву пло-



(рис. 52—54)

*) Щоб знайти кут тертя між двома площинами, робимо так: беремо одно тіло й кладемо на нього друге тіло, що може вільно ковзати по першім. Коли площина тертя першого тіла має спершу поземий напрям, себто кут спаду її до позему є нуль, а відтак ступнево збільшувати цей кут до тої хвилі, коли друге тіло почне ковзати по першім, то відповідний цій хвилі кут спаду й називаємо кутом тертя.

щину $a-a$ толочильна; в разі заклинення на рис. 53 тиск передається кільцевою площиною $b-b$, і нарешті в способі рис. 54 тиск передається через стіжкову поверхню $c-c$. Останнє сполучення є найпевніше, бо стіжок сидить цілком міцно, особливо коли він щільно припасований і притертий. В способах, показаних на рис. 52 та 53, міцність і щільність прилягання не завсігди бувають певні, бо віблого чопа не можна припасувати так докладно, щоб не лишилось жадного бокового прощілку.

## 2. Обчислення клинового сполучення.

Поперечні клинння. Грубина клина $s_1$ береться щонайвище в $\frac{1}{4} - \frac{1}{3}$ грубини (проміру) стрижня, себто

$$s_1 \leqq \frac{d}{4} \text{ до } \frac{d}{3}. \qquad (1)$$

Висота його $h$ обчислюється відповідно до законів відпорности проти гнуття; за цю висоту беруть середню між крайніми висотами, бо справжня висота клина міняється, відповідно до спаду, від місця до місця. Обчислюючи інші виміри клинового сполучення, треба пильнувати, щоб тиск між клином і стінами гнізда нігде не був більший від якоїсь певної величини. Хтівши мати сполучення, де б клин можна було легко підтягувати, як, напр., в головках погоначів, уживають нерухомих підкладок — підклинників. Підклинники служать для зменшення одиничного тиску на клин і тому зберігають його поверхню від розтиску.

Коли клинове сполучення обтяжене силами мінливого напрямку, то сполучувані часті треба ще під час складання їх до-купи добре затягати, бо інакше може бути небезпека, що під час зміни напрямку обтяжної сили клин битиме.

Коли часом треба загнати клин під повним обтяжем, то в цім разі потрібна не-аби-яка обережність, бо може повстати місцевий розтиск, як що тільки тиск між стичними поверхнями перейде за дозволену для цього межу.

Часто клинння мають на однім кінці головку у вигляді гачка. Цей гачок служить для лекшого витягування клина. Він повинен мати досить повні виміри, бо інакше легко відбивається. Але треба сказати, що ці клинння не зовсім безпечні, бо за них легко зачіпитися під час руху машини, а тому їх не радо вживають. В кожнім разі над таким клином повинна бути відповідна безпечна закривка.

Поздовжні клинння. Для пасклинння та пласких клинів (рис. 42 і 43) можна в нормальних умовинах брати, згідно з Бахом, такі виміри:

$$b = 0{,}8\sqrt{d} \text{ до } \sqrt{d};\ h = 0{,}4\sqrt{d}. \quad (2)$$

Для жолобкових клинів (рис. 44) і для сторожків (рис. 46):

$$b = 0{,}8\sqrt{d} \text{ до } \sqrt{d};\ h = 0{,}5\sqrt{d}. \quad (3)$$

Для круглих, або для квадратових клинів:

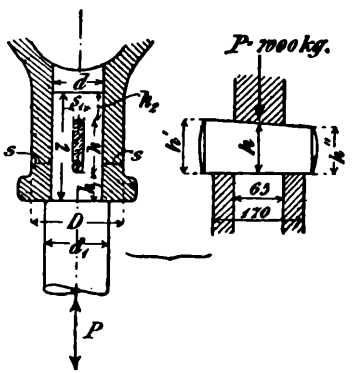
$$h = 0{,}6\sqrt{d} \text{ до } 0{,}7\sqrt{d}.$$

Для припірних клинів (рис. 45):

$$b = 0{,}26\ d;\ h = 0{,}25\ b, \quad (4)$$

де $d$ означає промір валу, $b$ — ширину, а $h$ — висоту клина; все в центиметрах.

Приклад. Обчислити клинове сполучення (рис. 55) ковзанця з толочильном парової машини; промір толочильна $d_1 = 75$ mm; сила, що передається толочильном, $P = 5600$ kg.



(рис. 55)

Сила $P$ міняється раз-у-раз на протилежну, відповідно до кожної зміни ходу, а тому треба забезпечити міцність сполучення ще під час складання його, заганяючи сильно клин, як про це було вже вище згадано. Таким чином, ще до початку праці сили $P = 5600$ kg клинове сполучення повинно бути затягнене якоюсь додатковою силою. Цю силу треба взяти в рахунок, обчислюючи виміри сполучення. Величина її залежить виключно від складача, бо він може загнати клин сильніше й слабше. Тому силу цю приходиться оцінювати приблизно. Звичайно приймають для більшої певности, що вона становить коло $\frac{1}{4}$ сили толочильна. Таким чином, клинове сполучення треба в данім разі обчислювати на силу $\frac{5}{4} \cdot 5600 = 7000$ kg.

Звернемось на-сам-перед до проміру $d$. Його треба так підібрати, щоб на кільцевій поверхні $\frac{\pi}{4}(d_1^2 - d^2)$ не було занадто великого одиничного тиску. Для чавунних ковзанців, згідно з таблицею безпечних напружень (спосіб обтяжу b), можна прийняти напруження стиску завбільшки в 600 kg/cm$^2$. Впровадивши це значіння у рівнання стиску, матимемо

$$7000 = \frac{\pi}{4}(7{,}5^2 - d^2)\ 600,$$

звідки $d = 6{,}44$ cm, або беручи в клуглих цифрах, $d = 65$ mm.

Грубину $s_1$ клина обчислюємо так: тиск між сталевим клином та толочильном не повинен переходити по-за 1000 kg/cm² (див. стор. 13, спосіб *b*). А що він розбивається по полю $s_1\ d$, то

$$7000 = s_1\ d \cdot 1000,$$

звідки $s_1 = 1{,}08$ cm, або кругло 11 mm. Отже $s_1$ вийшло не більше від дозволеної величини $\left(\frac{d}{4} - \frac{d}{3}\right)$.

Тепер виникає питання, чи не повстане надто велике напруження в тім місці толочильна, що ослаблене кленовим гніздом і що має поле поперечного перерізу $\frac{\pi\ d^2}{4} - s_1\ d$? Тут

$$7000 = \left(\frac{\pi\ 6{,}5^2}{4} - 1{,}1 \cdot 6{,}5\right) \sigma,$$

звідки $\sigma$ кругло 270 kg/cm². Це напруження менше від дозволеного $k_z$; отже ослаблення поперечного перерізу надолужується досить сильно. (Напруження $\sigma$ в жаднім разі не повинно перевищувати 0,7 $k_z$).

Грубину $s$ стіни горлища, або величину проміру його $D$, дістаємо з рівнання

$$7000 = (D - d)\ s_1 \cdot 600,$$

де число 600 означає дозволений одиничний тиск між тілом горлища (чавунного) і клином в kg/cm². Звідти маємо

$$7000 = (D - 6{,}5) \cdot 1{,}1 \cdot 600,$$

а звідси $D = 17{,}1$ cm, або округло 170 mm.

Далі обчислимо середню висоту клина, приймаючи за безпечне напруження від гнуття $k_b = 1000$ kg/cm² (спосіб *b*) та вважаючи клин за двигар, вільно положений на підпори в відстанню між ними в $65 + \frac{170 - 65}{2} = 117{,}5$ mm (тут приймаємо, що кожна протисила підпори приходиться як раз по-середині стичних поверхнів клина й горлища) і обтяжений рівномірно розбитою по довжині 65 mm силою в 7000 kg. Відповідно до цих даних гнучий момент буде

$$M_b = \frac{7000}{2}\left(\frac{11{,}75}{2} - \frac{6{,}5}{2}\right) = 14875 \text{ kgcm}.$$

Праймаючи попереччя клина за цілий сторчораменний чотирокутник, матимемо

$$M_b = 14875 = \frac{\frac{1}{12} \cdot 1{,}1 \cdot h^3}{h/2} \cdot 1000,$$

звідки $h = 9$ cm.

Взявши одиничний спад 1 : 2,5 і довжину 210, матимемо $h' = 95$ mm $h'' = 86{,}6$ mm.

Тільки що зроблене обчислення має ту недокладність, що попереччя клина прийнято за повний сторчораменний чотирокутник $s_1 h$. Але в дійсності гострі руби клина заокруглюються і тому поле його попереччя випадає менше. Через це зменшення поля напруження в клині зростає й переходить за 1000 kg/cm$^2$. Якщо для даного матеріялу таке збільшення напруження вважаємо за небезпечне й недопустиме, то цілий рахунок треба переробити наново, взявши за підставу відповідно зменшене напруження. Цілковито докладне обчислення можна зробити лише в тім разі, коли маємо момент інерції заокругленого попереччя. Хоч таке обчислення й не має нічого трудного в собі, але воно забарне і навіть зайве, бо в дійсності припущення про величину відстані між підпорами клина та про розклад сил не завсігди оправдується і правильність такого припущення залежить од докладности самої роботи.

Щодо виміру $h_2$, то треба зауважити, що докладне обчислення його шляхом підрахунку не можливе. Якщо попереччя клина заокруглене з обох боків, то радять брати $h_2$, рівне приблизно з половиною середньої висоти $h$. Вимір $h_1$ можна брати такий самий, як і $h_2$. Таким чином виходило б

$$h_1 = h_2 = 0{,}5\ h = 45 \text{ mm}.$$

Звідси довжина наконечника толочильна

$$l = h + h_1 + h_2 = 90 + 45 + 45 = 180 \text{ mm}.$$

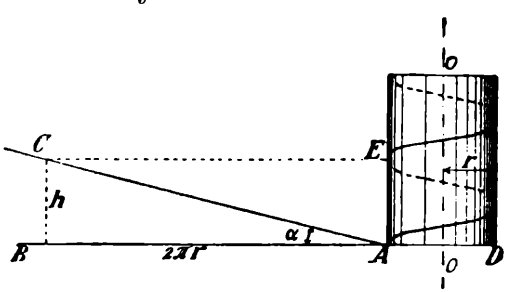
Хтівши мати дещо менший промір $D$ горлища, а разом із тим і дещо меншу висоту клина $h$, треба заокруглити вимір $s_1$, скажім, до 18 mm. Таке $s_1$ годитиме умовині (1). Тоді б дістали такі виміри:

$D = 130$ mm, $h = 62$ mm, $h_1 = h_2 =$ кругло 35 mm.

## II. Шруби.

### 1. Загальні уваги.

Уявім собі, що надокола віблого стрижня (рис. 56) навивається гнучкий трикутник $BAC$, так що край його $AB$ йде по спідньому кругі $AD$ стрижня, а край $BC$ лягає на бокову поверхню його й завивається на-взір повійки. Криву лінію, що повстає від такого навою надокола




(рис. 56)

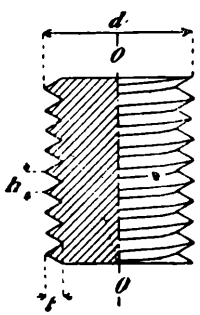
поверхні стрижня, звемо **вючкою** або **шрубною лінією**. Відповідно до того, в який бік вється та лінія — вправоруч чи вліворуч, повстає **правозворотна** (рис. 56) чи **лівозворотна** (рис. 57) вючка. Правозворотна вючка підноситься зліва направо, лівозворотна — навпаки. Відстань $AE$ (віддалення між двома сусідніми точками вючки на якій небудь одній творчій вібла), називаємо **кроком** або **ступнем** вючки; надалі цю відстань будемо означувати буквою $h$.

(рис. 57)

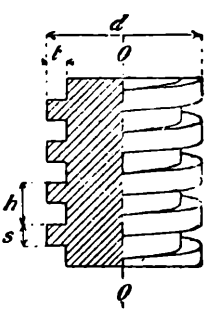
Кут $BAC$ називаємо кутом **пóсходу** або **спаду** вючки (його відзначаємо буквою $\alpha$). Згідно з рис. 56 дістаємо

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2 \pi r}. \qquad (5)$$

Уявім собі далі, що здовж вючки пересувається рівнобокий трикутник або сторчораменний чотирокутник, але так, що один бік їх завсігди лежить на творчій стрижня, а площина, бувши продовжена, проходить через вісь його $OO$. Від такого руху повстають: **гострокутна або гострорізна шруба** (рис. 58) та **сторчокутна або пласкорізна шруба** (рис. 59). Самий пруг, що витворюється під час такого руху, що має отже трикутну чи чотирокутну форму, звемо **наріззю**.




(рис. 58)




(рис. 59)

Відповідно до того, яку саме службу виконують шруби, розрізняємо шруби для сполучення — **прогоничі** і шруби для передачі руху — **підвороти** або **пересувні шруби**. Перші в них мають завсігди гострокутну нарізь та правозворотний хід. Чому саме, про це буде мова далі. Підвороти ж навпаки робляться часто лівозворотними й здебільшого пласкими.

Більшість шруб має поодинчу нарізь, себто стрижень їх обвивається одним єдиним пругом. Але не рідко шруби мають дві, три, або й більше таких обвиток; останні йдуть рівнобіжно й на однакових відстанях одна від одної; таких шруб уживають там, де треба мати великий хід і де поодинча нарізь з великим кутом спаду, а значить із великим кроком, була б не міцна.

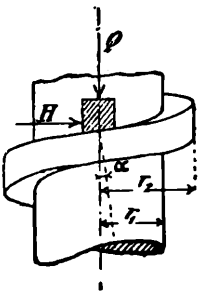
Кожна шруба має **нáворочку** (матку, мутру), що обіймає її. Нарізь наворочки повинна цілком пасувати до нарізі самої шруби;

вона знаходиться на середовій поверхні дутого (пустотілого) вібла. Обертаючись надокола своєї шруби, наворочка відбуває заразом і поступний рух в осьовім напрямі. Коли ж наворочку держати нерухомо, а обертати шрубу, то тоді остання відбуває поступний рух.

Щоб шрубу вправити в рух, потрібна певна сила, в кожнім окремім разі інша. Цю силу обчислюємо, користуючись механічними властивостями похилої площини. Нехай отже $Q$*) означає тягар, що його треба піднести чи спустити; $\mu$ — співчинник тертя між шрубою та наворочкою; він залежить од матеріялу й стану поверхні обох стичних тіл, від тиску, від мазива, від скорости руху і від температури; $\varrho$, як і раніше, кут тертя (легко показати, що $\operatorname{tg} \varrho = \mu$**). Тоді

$$H = Q \operatorname{tg} (\alpha \pm \varrho)^{***}) \qquad (6)$$

Тут знак „+“ відповідає тому випадкові, коли тягар підноситься, знак „—“, коли тягар опускається.

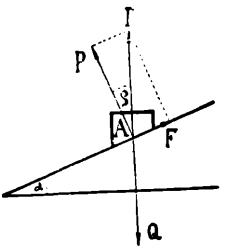


(рис. 60)

*) На рис. 60 показано наворочку в образі тягару $Q$, обтяженого в поземім напрямі силою $H$; ця сила намагається посувати тягар по похилій площині здовж шрубової нарізі.

**) Вислідна $R$ від сили тертя $F$ і сили опору $P$ спідньої площини (рис. 61) творить із силою $P$ кут тертя $\varrho$. Як видно з рисунку, $F = P \operatorname{tg} \varrho$. Але разом із тим $F = \mu P$; звідціль виходить, що $\mu = \operatorname{tg} \varrho$.

Що кут $\varrho$ є справді кутом тертя, переконаємось із того, що коли $\alpha = \varrho$, то тоді $R = Q$, себто цілий уклад сил, що обтяжують тіло $A$, сам собою зрівноважується, і від найменшого збільшення кута $\alpha$ тіло почне сковзати вниз, уліворуч.



(рис. 61)

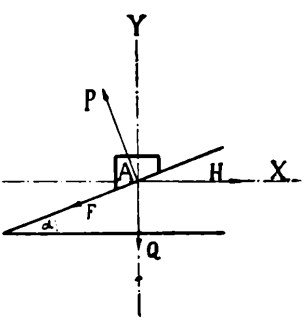
***) Цей взірець виводимо так: хтівши пересунути тіло А вправоруч, треба прикласти до нього якусь, поки що невідому, силу $H$ (рис. 62). Таким чином тіло $A$ буде обтяжене силами: $Q$ — натиск ізверху, $P$ — протисила підпори, $F$ — сила тертя, $H$ — пересувна сила. Тут нам відома тільки дана сила $Q$, сили ж $P$, $F$ і $H$ — невідомі. Щоб їх знайти, мусимо скласти три рівнання. Одно рівнання звязує $F$ з $P$, воно буде $F = \mu P$. Щоб скласти ще два, припустім спершу, що сила $H$ має таку величину, що лишень зрівноважує собою решту сил. В цім разі суми метів усіх сил на вісь $Y$ та $X$ повинні кожна вокрема рівнятися 0, себто

$$1)\ P \cos \alpha - Q - F \sin \alpha = 0,$$

$$2)\ -P \sin \alpha - F \cos \alpha + H = 0.$$

Взявши на увагу, що $F = \mu P$, дістанемо з першого рівнання

$$P = \frac{Q}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}.$$



(рис. 62)

ся. Відстань $r$ точки приложення сили $H$ від осі шруби приймаємо завбільшки в

$$r_m = \frac{r_1 + r_2}{2}.$$

Тому силовий момент, потрібний для обороту наворочки, повинен бути рівний

$$M = H\, r_m = Q\, r_m \operatorname{tg}(\alpha \pm \varrho), \tag{7}$$

або, з огляду на рівнання (5),

$$M = Q\, r_m \frac{h \pm 2\,\pi\, r_m\, \mu}{2\,\pi\, r_m \mp h\,\mu}. \tag{8}$$

Співчинником видатку або ступнем корисности якої небудь машинової частини чи й взагалі цілої машини називаємо співкрать між здобутою нею роботою і роботою, витраченою на відповідний рух її, себто

$$\eta = \frac{\text{здобута робота}}{\text{витрачена робота}}. \tag{9}$$

З причини тертя під час руху ділимок цього дробу завсігди менший од дільника його, а тому $\eta < 1$. Якщо взяти роботу, що відповідає одному оборотові наворочки, то

$$\eta = \frac{Q\, h}{2\,\pi\, r\, H} = \frac{Q \operatorname{tg} \alpha}{Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}. \tag{10}$$

Цей взірець ми дістали з рівнань (9) та (6), взявши в останнім знак „+“, бо лише цей випадок відповідає розумінню співчинника видатку.

Коли $\alpha = 0$, або $\alpha = 90 - \varrho$, тоді з рівнання (10) виходить, що $\eta = 0$. Своєї найбільшої величини досягає $\eta$, коли $\alpha = 45 - \frac{\varrho}{2}$, тоді

$$\eta_{max} = \frac{\operatorname{tg}\left(45 - \frac{\varrho}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(45 + \frac{\varrho}{2}\right)} = \operatorname{tg}^2\left(45 - \frac{\varrho}{2}\right).$$

---

Впровадивши це в друге рівнання, дістанемо

$$H = \frac{Q\,(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha}.$$

А що $\mu = \operatorname{tg} \varrho$, то остаточно матимемо

$$H = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varrho).$$

Найменше збільшення сили $H$ проти тільки що обчисленої величини її призводить до руху. Якщо хочемо пересувати тіло $A$ в протилежнім напрямі, то шляхом такого самого підрахунку легко переконаємось, що в цім разі

$$H = Q \operatorname{tg}(\alpha - \varrho).$$

Якщо візьмемо співчинник тертя $\mu = 0{,}105$, що відповідає кутові $\varrho = 6^0$, то випаде $\alpha = 42^0$, а $\eta_{max} = 0{,}81$. Але здебільшого буває трудно надати шрубі такий великий кут спаду, $\alpha = 42^0$. Щоб можна було з допомогою якнайменшої сили $H$ перемогти якнайбільшу силу $Q$, треба навпаки дати шрубі що-найменший кут спаду $\alpha$. Взявши, напр., $\alpha = 5^0$, матимемо

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 5^0}{\operatorname{tg}(5^0 + 6^0)} = \frac{0{,}087}{0{,}194} = 0{,}45,$$

себто лише 45% витраченої роботи повертається в здобуту роботу, тим часом як 55% тратиться на тертя. Хтівши мати великий кут спаду і через те великий співчинник видатку $\eta$, вживають шруб із многократною наріззю. Коли число нарізей є і, то $\operatorname{tg}\alpha = \frac{ih}{2\pi r}$.

Кажемо, що шруба самотужки гальмується, коли після спільження її від сили $H$ тягар $Q$ не може сам собою опускатися. Самотужне гальмування буває лише тоді, коли кут спаду шруби $\alpha$ рівний або менший од кута тертя. Для випадку $\alpha = \varrho$ дістанемо, згідно з рівнанням (10),

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\varrho}{\operatorname{tg} 2\varrho} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2\varrho}{2} = 0{,}5 - 0{,}5\operatorname{tg}^2\varrho.$$

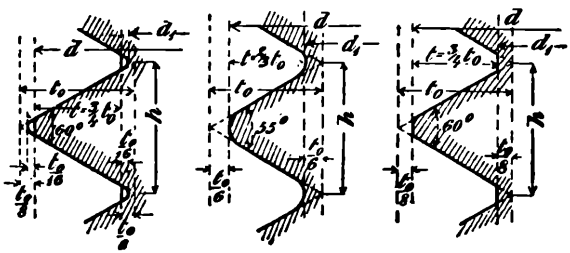
Взявши знову $\mu = 0{,}105$, матимемо $\operatorname{tg}^2\varrho = \mu^2 = 0{,}105^2$, дуже мале число, а тому можемо з великою близькістю до дійсности прийняти $\eta = 0{,}5$. Таким чином самотужне гальмування сполучене зі втратою що-найменше 50% роботи. Але звичайно ступінь корисности самогальмівних шруб буває ще менший, бо ради більшої певности в гальмуванні вибірають кут $\alpha$ менший од $\varrho$, особливо коли $\mu$ не певне, коли можна сподіватися затьоку мазива до шруби, то що.

Шруби з гострокутною наріззю дають менший видаток, ніж пласкорізні, а це тому, що в перших сила тертя більша. Це більше тертя гострорізних шруб не вигідне в тих випадках, коли шруба має служити для пересування, для передачі руху, і навпаки воно дуже придатне й корисне для прогоничів, де саме й потрібується самотужне гальмування і де тертя перешкоджає шрубі самовикручуватися. З огляду на це, а також і з тої причини, що гострорізні шруби мають міцнішу нарізь, їх майже виключно вживають для сполучування, себто яко прогоничів.

Шруби нарізують або ручним способом, уживаючи для цього на́воротича, або на токарці. Перший спосіб годиться лишень для малих шруб; великі треба нарізувати на токарках. Останній спосіб дає міцнішу нарізь, тим часом як нарізування шруби з допомогою наворотичів дуже часто викликає перенапруження в матеріялі її, про що свідчать місцеві розриви й розтиски нарізі.

Нарізуючи шрубу на токарці, треба попереду погодити крок її з кроком пересувної шруби токарки, а також із тими палечними колесами, що з них складається начиння токарки. Пересувні шруби наших токарок виконано здебільшого на англійську систему, на англійську міру, тому приходиться й самі шруби нарізувати в англійській мірі (1″ англ. = 25,40 mm). Очевидна річ, що промір шруби можна обчисляти в кожній мірі, отже й у метричній. Якщо ж пересувну шрубу токарки нарізано в метричній системі, то відповідно до цього й крок кожної шруби, що нарізується на цій токарці, повинен бути обчислений у цій самій системі.

На рисунках 63, 64, 65 показано звичайні профілі гострокутної нарізі.



(рис. 63, 64, 65)

1. Нарізь *S. I.* (рис. 63) (*S. I.* = Systeme International) ухвалена в жовтні 1898 р. в Ціриху на зїзді німецьких, швайцарських, французьких та бельгійських інженірів. Попереччя нарізі має форму рівнобокого трапезу, що повстав із правильного трикутника, після зрізання його вершка на $\frac{t_0}{8}$, де $t_0$, висота трикутника, рівна 0,866 $h$, а $h$ є довжина основи його. Окрім цього, впади нарізі заокруглюються на $\frac{t_0}{16}$ висоти. Глибина $t$ входу нарізі в нарізь рівна $\frac{3}{4}\ t_0$.

2. Вітвортова нарізь (рис. 64). Попереччя її має форму заокругленого при вершку й при основі рівнобокого трикутника; вершковий кут = 55°; висота кожного заокруглення $\frac{t_0}{6}$; промінь заокруглення = 0,143 $t_0$. Глибина входу $t = \frac{2}{3}\ t_0$. У нас, в Европі, Вітвортову нарізь можна вважати за найбільш поширену.

На сторінці 39., на таблиці, подано звичайні виміри шруб Вітворта.

## Шруби Вітворта.

| Промір шруби, поле поперечного перерізу | | | | | Безпечна сила обтяжу цілої шруби ровтягом | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Знадвірній промір d | | Стрижень: Промір $d_1$ | | Поле поперечного перер. $0{,}25\,\pi\,d_1^2$ | коли стрижень шруби тільки ровтягується | | коли стрижень шруби ровтягується й скручується | | коли наперед сильно затягнута шруба підтягується ще під час праці її, як напр. більшість шруб на крисах | |
| цалі англ. | mm | цалі англ. | mm | $cm^2$ | kg | kg | kg | kg | kg | kg |
| ¼ | 6,35 | 0,186 | 4,72 | 0,175 | 84 | 105 | 63 | 79 | 14 | 18 |
| 5/16 | 7,94 | 0,241 | 6,13 | 0,295 | 141 | 177 | 106 | 132 | 32 | 40 |
| 3/8 | 9,52 | 0,295 | 7,49 | 0,441 | 212 | 265 | 159 | 198 | 60 | 75 |
| 7/16 | 11,11 | 0,346 | 8,79 | 0,607 | 291 | 364 | 218 | 273 | 98 | 123 |
| ½ | 12,70 | 0,393 | 9,99 | 0,78 | 375 | 469 | 281 | 351 | 147 | 184 |
| 5/8 | 15,87 | 0,509 | 12,92 | 1,31 | 629 | 786 | 472 | 590 | 283 | 354 |
| ¾ | 19,01 | 0,622 | 15,80 | 1,96 | 941 | 1176 | 706 | 882 | 476 | 595 |
| 7/8 | 22,22 | 0,733 | 18,61 | 2,72 | 1306 | 1632 | 979 | 1224 | 734 | 918 |
| 1 | 25,40 | 0,840 | 21,33 | 3,57 | 1714 | 2142 | 1286 | 1607 | 964 | 1205 |
| 1⅛ | 28,57 | 0,942 | 23,93 | 4,50 | 2160 | 2700 | 1620 | 2025 | 1215 | 1519 |
| 1¼ | 31,75 | 1,067 | 27,10 | 5,77 | 2770 | 3462 | 2078 | 2597 | 1558 | 1948 |
| 1 3/8 | 34,92 | 1,162 | 29,50 | 6,84 | 3283 | 4104 | 2462 | 3078 | 1847 | 2309 |
| 1½ | 38,10 | 1,287 | 32,68 | 8,39 | 4027 | 5034 | 3020 | 3775 | 2265 | 2831 |
| 1 5/8 | 41,27 | 1,369 | 34,77 | 9,50 | 4560 | 5700 | 3420 | 4275 | 2565 | 3206 |
| 1¾ | 44,45 | 1,494 | 37,94 | 11,31 | 5429 | 6786 | 4072 | 5090 | 3054 | 3818 |
| 1 7/8 | 47,62 | 1,591 | 40,40 | 12,83 | 6158 | 7698 | 4619 | 5774 | 3464 | 4330 |
| 2 | 50,80 | 1,716 | 43,57 | 14,91 | 7157 | 8946 | 5368 | 6709 | 4026 | 5032 |
| 2¼ | 57,15 | 1,930 | 49,02 | 18,87 | 9018 | 11322 | 6794 | 8492 | 5095 | 6369 |
| 2½ | 63,50 | 2,180 | 55,37 | 24,08 | 11558 | 14448 | 8669 | 10836 | 6502 | 8127 |
| 2¾ | 69,85 | 2,384 | 60,56 | 28,80 | 13824 | 17280 | 10368 | 12960 | 7776 | 9720 |
| 3 | 76,20 | 2,634 | 66,91 | 35,16 | 16877 | 21096 | 12658 | 15822 | 9493 | 11866 |

3. Нарізь Селвєрса (рис. 65). Поперечня її повстало з правильного трикутника; вершок і впади сплощені на $\frac{1}{8}$ висоти. Так само, як і Вітвортова нарізь, вона виводиться в англійській мірі, а поширена найбільше в Америці.

Промір стрижня $d_1 = d - 2\,t$; а що $t_0 = \frac{1}{2}\,h \cdot \operatorname{ctg}\,30^0 = 0{,}86603\,h$ і $t = \frac{3}{4}\,t_0 = 0{,}64952\,h$, то виходить, що $d_1 = d - 1{,}29904\,h$.

## 2. Обчислення шруб.

Відзначмо, для гострорізних шруб, через $Q$ kg силу, що обтяжує шрубу в напрямі її осі; через $k$ kg/cm$^2$ дозволене розтяжне напруження матеріялу шруби; через $d_1$ cm промір стрижня і через $d$ cm знадвірній промір шруби.

Приступаючи до обчислення вимірів шруби, треба мати на увазі можливість двох випадків:

1. Зверхня сила $Q$ починає обтяжувати шрубу аж після того, як її затягнуто, скручено.

2. Шруба чи її наворочка затягуються під рівночасним обтяженням зверхньою силою $Q$.

В першім разі стрижень шруби зазнає головним чином тільки розтягу чи стиску; в другім, окрім розтягу чи стиску, ще й кручення. На цім місці треба ще згадати про попередні, затяжні напруження, порів. стор. 42—43.

Випадок 1. Якщо дивитися на шрубу, як на гладкий стрижень із проміром $d_1$, себто не брати на увагу впливу нарізі на його міцність, то матимемо

$$Q = \frac{\pi}{4}\,d_1^2\,k_z. \tag{11}$$

Але звичайно обчислюють не промір $d_1$ стрижня, а знадвірній промір шруби $d$, тому в тільки що виписаний взір, замість $d_1$, впроваджують d, покладаючи $d_1 = 0{,}8\,d$. Після цього дістають

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}8^2\,d^2\,k_z = \text{округло } 0{,}5\,d^2\,k_z. \tag{12}$$

В разі обтяжу $b$ (стор. 13) можна для ковучого заліза прийняти $k_z = 600$ kg/cm$^2$, якщо звичайно виконання роботи буде старане й докладне. Тоді

$$Q = 300\,d^2. \tag{13}$$

Коли ж не можна сподіватися цілком доброго виконання шруби, коли вона нарізуватиметься не досить гострим, кепським начинням, так що вийде меншої вартости, то в цім разі треба брати для $k_z$ менше число, знизивши його приблизно до 480 kg/cm$^2$. Відповідно до цього попередній взір перетвориться в

$$Q = 240\ d^2. \tag{14}$$

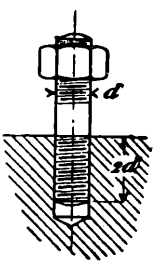
Грубші шруби можна обтяжувати сильніше, ніж це виходить зі взорів (13) та (14), бо в них співкрать $\frac{d_1}{d}$ більша від 0,8.

Наворочку роблять звичайно заввишки в

$$h_1 = d, \tag{15}$$

якщо матеріял її такий самий, як і матеріял шруби. Коли ж шруба з ковучого заліза, а наворочка з гнідомідиці (бронзи), то висоту останньої треба тоді робити більшою, а саме $h_1 = 1{,}5\ d$, бо гнідомідиця має меншу міцність, ніж залізо.

Якщо наворочка має бути чавунна, то з уваги на меншу міцність цього матеріялу, треба її робити ще вищою: якщо можна, не менше 2 $d$. На таку саму глибину треба вшрубовувати глухі шруби (за́шрубки), коли вони сидять у чавуні (рис. 66).



(рис. 66)

Випадок II. В данім разі шруба чи наворочка затягуються під рівночасним обтяженням зверхньою силою і тому треба добре пильнувати, щоб одиничний тиск між стичними поверхнями шруби й наворочки не переходив по-за 200 kg/cm$^2$, бо інакше одно вісться в друге.*) Для тих шруб, що знаходяться в русі, пробуваючи заразом під впливом зверхньої сили (пересувні шруби), одиничний тиск має бути ще менший і в жаднім разі не переходити по-за 100 kg/cm$^2$.

Згідно зі сказаним раніше, величина закрутного моменту $M_d$ для пласкорізних шруб становить

$$M_d = Q\,r \cdot \frac{\mathrm{tg}\alpha + \mu}{1 - \mu\,\mathrm{tg}\alpha}, \tag{16}$$

для гострорізних шруб

$$M_d = Q\,r \cdot \frac{\mathrm{tg}\alpha - 1{,}12\ \mu}{1 - 1{,}2\ \mu\,\mathrm{tg}\alpha}. \tag{17}$$

Коли покласти $\mathrm{tg}\alpha = 0{,}04$, $\mu = 0{,}15$ та промінь $r = 0{,}55\ d_1$, то зі взору (17) дістанемо

$$M_d = 0{,}11\ Q\ d_1. \tag{18}$$

*) Коли тиск між стичними поверхнями переходить приблизно по-за 200 kg/cm$^2$, то вже жадна мазь не може вдержатись між ними. Вона витискається на-верх і тертя відбувається між чистими поверхнями, викликаючи заїдання.

Сторчове напруження в стрижні шруби є

$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}.$$

Найбільше стичне напруження в ній є

$$\tau_{max} = \frac{M_d}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{0{,}11\ Q}{\frac{\pi}{16} d_1^2} = 0{,}446.$$

Звідси зложене напруження

$$k = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \left[0{,}35 + 0{,}65 \sqrt{1 + 4\ (\alpha_0 \cdot 0{,}44)^2}\right],$$

де

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\ k_d}.$$

Прийнявши $\alpha_0 = \frac{4}{3}$, дістанемо

$$k_z = \frac{4}{3} \cdot \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}, \text{ або } Q = \frac{3}{4} \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2\ k_z. \qquad (19)$$

Порівнявши цей вислід зі взором (11), бачимо, що коли шруба затягується під рівночасним обтяженням зверхньою силою, то обтяж цей може становити не більше, як $^3/_4$ обтяжу наперед затягненої шруби. Тим то для таких шруб із ковучого заліза й при найліпшім виконанні можна приймати

$$Q = \frac{3}{4} \cdot 300\ d^2 = 225\ d^2. \qquad (20)$$

Якщо ж шруба має нарізуватись не на токарці, або не гострим начинням, то відповідно до (14), промір її $d$ треба обчисляти зі взору

$$Q = \frac{3}{4} \cdot 240\ d^2 = 180\ d^2. \qquad (21)$$

Тут також висота наворочки береться звичайно $h_1 = d$. Коли ж шруба з ковучого заліза, а наворочка з гнідомідиці, то $h_1 = 1{,}2\ d$; якщо ж наворочка має бути чавунна, то $h_1 = 1{,}5\ d$.

До взорів (13, 14, 20 і 21) треба зауважити, що обчислені з них шруби мають найменші виміри, відповідні до кожного даного випадку. З огляду ж на те, що більшість шруб, призначених для сполучення, міцно затягуються ще під час складання сполучення й тому вже наперед бувають обтяжені певною силою (попередній затяг), а деякі

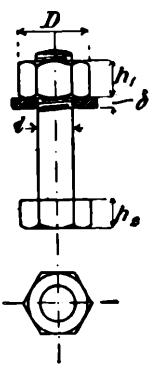
шруби підтягуються раз-у-раз ще й потім, під час праці, що також викликає свої напруження, то за-для більшої певности треба давати їм більші виміри. Звичайно для цього буває досить впровадити в рахунок, замість $Q$, на 20—30% більшу силу. Для слабших шруб треба цей додаток збільшувати, бо в них є більша небезпека надмірного зросту напружень під час затягування.

Все щойно сказане належить до гострорізних шруб.

Обчислюючи пласкорізні шруби, найліпше спершу цілком не брати на увагу напружень од кручення, а замість того прийняти безпечне напруження від розтягу чи стиску на 30—50% менше від їх звичайної величини. Обчислене таким способом зі взору (11) $d_1$ треба належним чином заокруглити, знайти відповідну йому нарізь і т. ін.; здебільшого беруть $s = t = \frac{h}{2}$ (рис. 59). Маючи тепер середній промінь $r$, можна зі взору (8) обчислити момент тертя, а звідси й зложене напруження. Якщо останнє випаде завелике, то $d_1$ відповідно збільшують і обчислення переводять наново.

### 3. Інші виміри шруб.

Головку шруби (рис. 67) роблять звичайно заввишки в $h = 0{,}7\ d - 0{,}8\ d$. Їй надають здебільшого шестигранну форму; таку саму форму має здебільшого і наворочка; промір уписаного в шестикутник круга береться звичайно завбільшки в $D = 2\ d$; таким вибором досягають можливости дуже легко рисувати наворочку.



(рис. 67)

Для декотрих потреб уживають також квадратових і так званих крилатих наворочок (закручуються рукою).

Підкладок (звичайно з відпадків бляхи) уживають лише там, де підложе з яких небудь причин не оброблене, або не рівне й криве. Але їх уживають також і в тих випадках, коли підложе мягке (напр., дерево), або коли гніздо для шруби надто широке, як це, напр., буває з фундаментними прогоничами. Коли дві останні обставини відпадають, то промір підкладки береться звичайно трохи більший од проміру наворочки (до $3d$). Підкладки з ковучого заліза робляться загрубшки до $\frac{d}{3}$.

Ширина отвору ключа повинна рівнятися з проміром вписаного в шестикутник наворочки круга. Грубина захватки ключа береться

завбільшки коло 0,8 $d$. Інші виміри обчислюються на підставі законів міцности. На ключі вживають здебільшого ковучого чавуну. В круглих наворочках роблять прорізки (або дучки) для ключів гакоподібної форми.

### 4. Засоби проти саморозкручування.

Часто буває, що наворочка слабне й поволі сама від себе розкручується. До цього спричиняються переважно стрясення, коли вони мають систематичний, повторний характер. Не дивлячись на те, що вючка кожного прогонича має звичайно дуже малий спад і наворочка самотужки гальмується, ті стрясення примушують наворочку подаватися й розкручуватися. Потрібні отже відповідні пристрої для забезпечення певности й міцности сполучення. Найпростіший спосіб на це той, що наворочку й прогонич просвердлюють разом і в просвердлину заганяють міцно заґвіздок, або просувають заволічку. Пружисті підкладки також забезпечують до певної міри від саморозкручування. Часто за-для вдержання наворочки прикручують поверх підкладки особливі плашки, припасовані до обводу наворочки. Часто також за-для тієї ж мети закручують зверху ще й другу наворочку. Але останній спосіб не можна вважати за певну річ, бо в дійсності лишень одна наворочка держить сполучення — спідня, і тому, коли ослабне верхня, то й спідня пускає. Тим то треба кожну верхню так само забезпечувати від розкручування, як і спідню. Лише в тім разі є рація вживати по дві наворочки, коли треба мати міцну підпору, як, напр., на покришках ложиськ, бо покришки не можна надто міцно затягувати. Верхня й спідня наворочки повинні бути однакові заввишки.

Є ще чимало ріжних засобів проти саморозкручування, але через брак місця не будемо їх описувати.

Приклад 1. Обчислити прогоничі для сполучення двох стрижнів, обтяжених розтяжною силою в 10.000 kg. Промір кожного стрижня 80 mm. Матеріял прогоничів допускає напруження $k_z \leqq 550$ kg/cm$^2$.

Відзначмо через $Q$ — розтяжну силу, $i$ — кількість прогоничів, $f$ поле поперечного перерізу стрижня прогонича.

Зі взору

$$Q = ifk_z$$

дістаємо

$$if = \frac{Q}{k_z} = \frac{10000}{550} = 18 \text{ cm}^2.$$

Кількість шруб треба вибрати так, щоб відстані між ними на кри-

сах не вийшли занадто малі. Пробуємо $i = 4, 6, 8$. Відповідно до цього дістанемо такі шруби:

| $i$ | $f$ | $d$ | $0{,}25\ \pi\ d_1^2$ |
|---|---|---|---|
| 4 | 4,5 | $1^1/_8''$ | 4,5 cm$^2$ |
| 6 | 3,0 | $1''$ | 3,5 cm$^2$ |
| 8 | 2,3 | $^7/_8''$ | 2,7 cm$^2$ |

Вісім шруб для стрижнів із проміром 80 mm було б забагато. Вони розмістились би на обводі 130 $\pi$ і були б віддалені одна від одної тільки на $130\ \pi : 8 \eqsim 50$ mm, що було б затісно. Щоб збільшити ці відступи, треба б збільшити промір самих крис. Коли взяти 6 шруб по 1", то віддалення між ними буде вже коло $140\ \pi : 6 \eqsim 73$ mm, отже може вистарчити. Та найліпше зробити рисунок і з нього остаточно вирішити, що зручніше взяти, чи 6, чи 4 шруби.

Приклад II. Обчислити пересувну пласкорізну шрубу для тягару $Q = 12000$ kg. Зложене напруження ($k_z$ і $k_d$) не повинно переступати за 800 kg/cm$^2$. За кожний оборот має тягар підноситись приблизно на 25 mm.

Відповідно до висоти дозволеного зложеного напруження приймаємо для розтяжного напруження $k_z = 600$ kg/cm$^2$. Тоді

$$\frac{d_1^2\ \pi}{4} \cdot 600 = 12000,$$

звідки $d_1 \eqsim 50$ mm, промір стрижня. Приймаємо далі: кількість обвиток 3, квадратову нарізь $a = 4$ mm, а звідси вже виходить висота ходу $h = 3 \cdot 8 = 24$ mm.

Виходить отже, що $d = 50 + 2 \cdot 4 = 58$ mm, $d_m = 50 + 4 = 54$ mm, $r_m = 27$ mm.

Співчинник тертя беремо $\mu = 0{,}1$. Тоді закрутний момент буде

$$M_d = Q \cdot \frac{h + 2\ \pi\ r_m\ \mu}{2\ \pi\ r_m - h\ \mu} \cdot r_m = 12000 \cdot \frac{2{,}4 + 2\ \pi \cdot 2{,}7 \cdot 0{,}1}{2\ \pi \cdot 2{,}7 - 2{,}4 \cdot 0{,}1} \cdot 2{,}7 \eqsim$$

$$\eqsim 8000 \text{ kgcm}.$$

Звідси дістаємо напруження

$$k_d = \frac{M_d}{W_p} = \frac{8000}{\frac{1}{5} \cdot 5^3} = 320 \text{ kg/cm}^2.$$

Після цього можемо вже обчислити зложене напруження

$$\sigma = 0{,}65 \cdot 600 + 0{,}35\ \sqrt{600^2 + 4 \cdot 320^2} = 390 + 0{,}35\ \sqrt{769600} =$$

$$= 390 + 0{,}35 \cdot 877 \eqsim 700 \text{ kg/cm}^2 \text{ (безпечне) } (\alpha_0 = 1).$$

Допускаючи між наворочкою і шрубою тиск $k = 150$ kg на один cm$^2$ поверхні нарізі та відзначивши через $i$ кількість скрутів

у наворочці, матимемо

$$i\left(\frac{d^2\ \pi}{4} - \frac{d_1{}^2\ \pi}{4}\right) \cdot 150 = 12000,$$

або

$$i\ (26{,}4 - 19{,}6) \cdot 150 = 12000,$$

звідки

$$i = \frac{12000}{150 \cdot 6{,}8} = \sim 12 \text{ скрутів.}$$

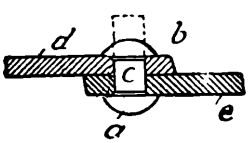
Звідси висота наворочки

$$H = 12 \cdot 8 = 96 \text{ mm} \sim 100 \text{ mm.}$$

## III. Склепаки (нюти).

### 1. Загальні уваги.

Як було вже сказано на початку цього розділу, сполучення за допомогою склепаків належить до числа нерозбірних, глухих. Його вживають для парових котлів, для збірників ґазів, води, то що, для залізних споруд. В першім разі склепакові сполучення повинні бути міцні й щільні, в другім — щільні, але не так дуже міцні, в третім тільки міцні. Найбільшу вагу мають для нас склепакові сполучення в парових котлах, а тому дальший розгляд їх приточимо головним чином до цього роду сполучень.



(рис. 68)

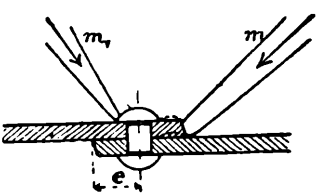
Склепаки робляться з найліпшого тягучого литого заліза, рідче зі спогрівного. Вони мають на кінцях головки. Віблу частину *c* склепака (рис. 68) звемо **стрижнем** або **чопом**. Головку *a*, первісну, що повинна бути на склепаку ще до закладки його в гніздо, звемо **гуаирем**, а головку, що розклеплюється допіру після закладки склепака й утворюється з тієї частини чопа, що вистає над бляхою *d*, звемо **скліпкою** або **спійкою** (на рисунку цю головку відзначено буквою *b*). Перед закладкою склепаки звичайно розпікаються до червоного жару. Завдяки цьому, вони не втрачають від забивання своєї тягучости, а охоловши стягуються й сильно притискають бляху до бляхи; цей притиск має особливу вагу для парових котлів, де саме потрібна якнайбільша щільність. Коли склепак має надто довгий стрижень, то щойно згадане стягування може бути таке сильне, що відірветься головка. Довжина склепакового стрижня не повинна бути більша за $4d$.

В залежності від того, чи склепаки забиваються з попереднім

розпіканням, чи без нього, розріжняємо два способи заклепу — гарячий та холодний заклеп.

Давніше забивання склепаків та розклеп їх провадили ручним способом і вважали його за ліпший од машинового, але тепер твердо й остаточно встановлено вже, що машиновий спосіб не тільки не гірший, а навіть ще ліпший од ручного. *)

Для машинового заклепу вживають гідравлічних або пневматичних машин. Їх товкач повинен так довго тиснути на склепак, поки той не почне чорніти. Раніше думали, що під час машинового заклепу треба ощаджувати час, і тому старалися віднімати товкач зараз же після того, як він забивав головку. Склепак залишався сам на себе ще розпеченим і замість того, щоб під час повільного охолодження стягуватись і стискати бляху, сам подавався. Як що отже машиновий спосіб не давав такої щільности, як ручний, то причина цього була тільки в тім, що товкач надто швидко відводився від склепака, тим часом як під час ручного заклепу головка розклеплюється доти, доки не почорніє. Таким робом міродайним чинником для заклепу є теплостан склепака.



(рис. 69)

Щоб досягнути цілком щільного сполучення, уживають так званих ущільників (рис. 69 — $m$ і $m$), бючи по них молотком у напрямі показаних стрілок, себто під руб зáпілку бляхи та під обвід самого склепака. Від цього запілки трохи присаджуються, вигорблюються й приймають форму, показану на рисунку в збільшенім вигляді крапкованими лініями. Присаджені запілки втискаються гострим краєм у бляху і таким чином витворюють потрібну щільність. Разом із цим, як побачимо далі, сполучення стає також міцнішим.

Коли якийсь шев у паровім котлі знаходиться в такім місці, де немає відповідного приступу, або нема як прикласти ущільника, то шев виходить кепським. Для присадки потрібно принаймні 0,7 cm місця. Само собою розуміється, що в тих випадках, де не потрібна щільність, присаджування є зайвою річчю.

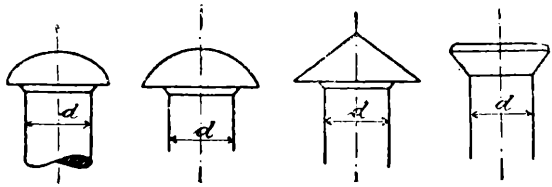
Під натиском гострих кінців ущільників спідня бляха легко викарбльовується, а тому в останні часи стали заокруглювати ті кінці.

Ширина $e$ запілку (рис. 69) не повинна бути більша від певної, досвідом установленої величини, бо інакше під час биття ущільником запілок тільки пружиться, замість присаджуватися, як показано

*) Це знайшло свій вислів також і в приписах для парових котлів, де для машинового заклепу дозволяється брати менший запас безпечности, себто дозволяється робити стіни тонші, ніж коли котел склеплюється ручним способом.

вище, і притискатися до спідньої бляхи; здебільшого $e$ беруть завбільшки в 1,5 $d$.

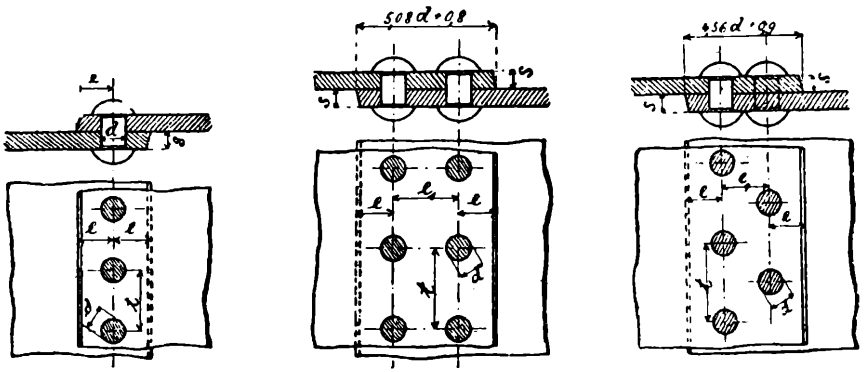
На рисунках 70—73 показано ріжні форми головок. З них найбільше вживають форми, даної на рис. 71. Рисунок 73 показує так звану внурену головку.



(рис. 70, 71, 72, 73)

Діри під склепаки або висвердлюються, або пробиваються з допомогою відповідних пробойців. Останній спосіб значно дешевший од першого, але він гірший од нього, особливо коли діри після пробиття додатково не розсвердлюються. Тепер на кожній ліпшій фабриці парових котлів уживають першого способу; до цього спричиняється ще й та обставина, що приписи на будову парових котлів дозволяють брати менший запас безпечности для першого способу, для розсвердлювання. Згідно з німецькими нормами, треба конче висвердлювати склепакові діри тоді, коли бляха має грубину більшу за 2,7 cm і розривне напруження по-над 4100 kg/cm$^2$.

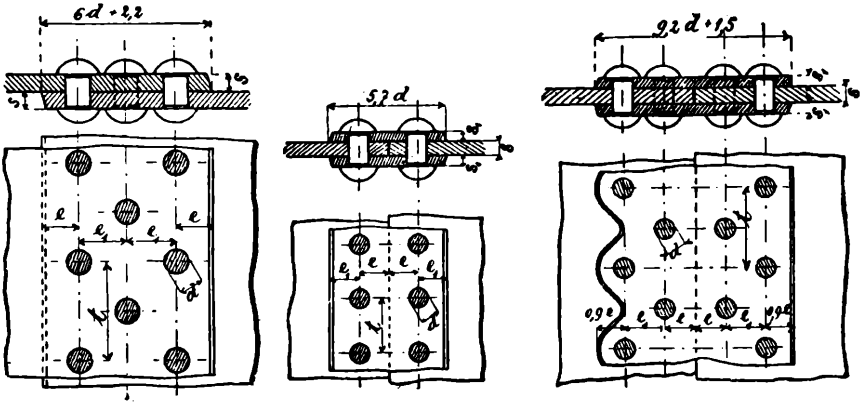
Ріжні форми склепакових сполучень показано на рисунках 74—80:



(рис. 74, 75, 76)

на рис. 74 — звичайний однорядний перекритий шев;
„ „ 75 — дворядний перекритий шев (більш доцільно розкладати склепаки шаховим порядком, як на рис. 76);

на рис. 77 — трирядний перекритий шев;
„ „ 78 — однорядний шев, пошитий двома пішвами;
„ „ 79 — дворядний шев, пошитий двома пішвами;
„ „ 80 — трирядний шев, пошитий двома пішвами.

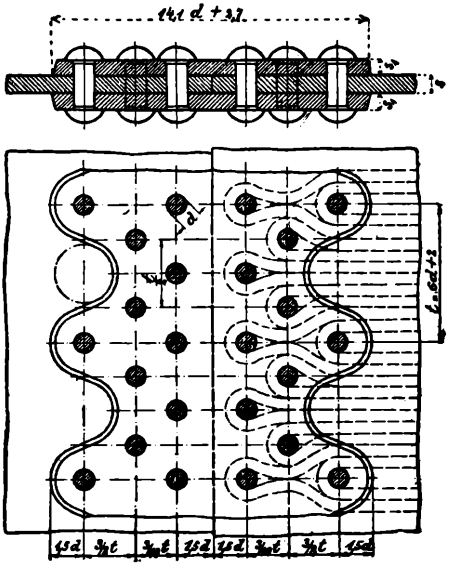


(рис. 77, 78, 79)

Чотирорядні шви зустрічаються лишень у великих парових котлах пароплавів.

Шви з двома пішвами називаємо, в протилежність до швів перекритих, двозрізними, бо в них кожний склепак може зрізатися в двох поперечних площинах.

В сполученні, показаним на рис. 80, пішви (згідно з приписами) повирізувано кривулькою; це робиться для того, щоб краї запілків були ближчі до склепаків і через те давалися ліпше присадити. Треба знати, що коли відстань між склепаками переступає величину $8\,s$, то бляха під час присаджування пружиться і цілком не дозволяє досягнути доброго ущільнення.



(рис. 80)

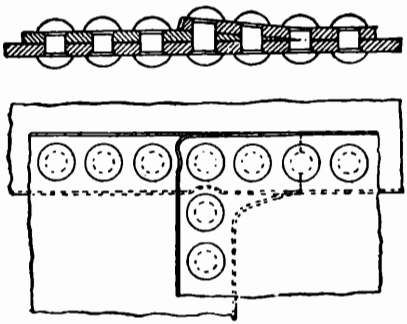


Fig. 39.
(рис. 81)

На рис. 81 показано склепакове сполучення двох обичайок котла, саме те місце, де поздовжній шев сходиться з поперечним. В цім місці проміжна, середня пола бляхи повинна бути спущена на тонко, бо інакше жадним способом не можна досягнути будь якої щільности.

## 2. Обчислення швів парових котлів.

В основу обчислення склепакових сполучень клали давніше виключно відпорність проти зрізу. Було таке переконання, що сила від одної поли бляхи до другої передається через прилягання боків гнізда до склепака. Аж допіру Бах показав, що склепаки взагалі не дотикаються до стінок гнізда, що вони заповнюють гніздо лише під час закладу їх туди в розпеченім стані, а потім у міру застигання збігаються і лишають між собою і гніздом круговий прощілок. Бах довів, що склепаки, вкорочуючись од застигання й сильно притискаючи одну бляху до другої, надають сполученню здібности розвивати велику силу тертя і тим виявляти якнайбільшу відпорність проти пересування і що передача сили від одної поли бляхи до другої відбувається безпосередньо між самими полами, а не через склепаки. Бах показав, що аж допіру тоді, коли силу тертя між полами бляхи переможе зверхня сила, сполучення подається, бляха починає сунутись по блясі, аж поки боки гнізд не наблизяться й не зіпруться на склепаки. Таке явище буває, напр., в тім разі, коли в однорядним перекритім шві розтяжна сила досягне або й перейде 1000 до 1800 kg на квадратовий центиметер поперечного перерізу склепака і коли шев ущільнено тільки однобічною присадкою. Коли присадити шев із обох боків, то відпорність його проти пересуву стає ще більшою. Було б також помилкою думати, що після того, як стіна гнізда зіпреться на склепак, в останнім повстають виключно відсувні, зрізові напруження. В дійсності найбільші напруження викликає в склепаках гнуття. І навіть легко показати, що найбільші напруження для кожного окремого склепака в шві випадають різні, бо не всі склепаки однаково сильно притискаються до гнізд після пересуву шва.

Тим то обчислення склепакового сполучення провадить Бах на основі відпорности шва проти пересуву. Де цю відпорність перемо-

жено, там уже сполучення перенапружене, щільність порушена, повстає теча. З числених дослідів, переведених Бахом, виходить, що сила відпорности проти пересуву залежить од температури склепака, від довжини стрижня його, від числа рядків, від способу склеплювання та від присадки. Дозволений обтяж склепакового сполучення може становити лише певну частину цієї сили. Цей обтяж подано на стор. 56 під буквою $k_п$, що означає кількість kg на квадратовий центиметер поперечного перерізу склепака.

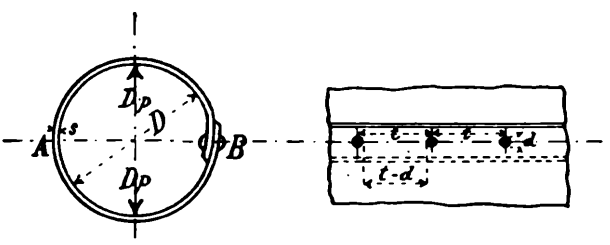
Вибираючи грубину склепака, треба мати на увазі, що вона не повинна бути більша від певної міри, незалежно від того, який тиск має вона витворювати. То хибна річ — уживати меншого числа склепаків з якнайбільшою грубиною, бо від цього відступ між склепаками, так звана поділка $t$, стає занадто великим й утруднює присадку та ущільнення шва, або й робить їх цілком неможливими. Грубина склепака повинна стояти в певній залежності від грубини бляхи. Докладні дані для цього містить у собі таблиця на стор. 56. Там саме подано й поділку $t$ і деякі інші виміри.

Поділка $t$ повинна бути принаймні так завелика, щоб зручно було розклеплювати головку та щоб було місце для присадки. Найбільша величина поділки обмежується умовами присадки бляхи.

Величини $d$, $s$ і $t$ в середині приділених для них меж можуть мінятися в залежності від таких двох, конечних для кожного склепакового сполучення вимог:

1. Розтяжне напруження бляхи у шві між склепаками не повинно переходити за дозволене $k_z$.

2. Кожному квадратовому центиметрові поперечного перерізу склепака повинна відповідати сила відпорности проти пересуву не більша від дозволеного $k_п$.




(рис. 82)

Одиничний тиск пари $p$ (ріжниця між дійсним тиском пари в середині котла та внадвірнім тиском атмосфери) на кожнім центиметрі довжини котла дає вислідну силу $Dp$. Ця вислідна намагається розірвати кожне одиничне (завширшки в один цент.) кільце котла $AB$ (рис. 82) в двох яких небудь місцях, скажім, в $A$ і $B$, так що на

кожне з цих місць припадає половина її, себто $\frac{Dp}{2}$ kg Буквою $D$ відзначаємо середовий промір котла

Розтяжні напруження в суцільній блясі в місці $A$ (здовж котла) і в ослабленім склепаковими дірами перерізі $B$ будуть:

$$\sigma_A = \frac{\frac{Dp}{2} \cdot l}{s\ l} = \frac{Dp}{2s}, \tag{22}$$

$$\sigma_B = \frac{\frac{Dp}{2} \cdot t}{s(t-d)} = \frac{\frac{Dp}{2}}{\frac{t-d}{t} \cdot s}, \tag{23}$$

де $l$ є довжина котла.

Як видко з цього, ми приймаємо, що вся сила передається на шев. Але в дійсності на шев припадає менша сила, бо частину її переймають на себе через тертя запілки шва і передають її на другу полу по-за швом.

Відповідно до вимоги першої напруження $\sigma_B$ зі взору (23) повинно бути $\leqq k_z$. В крайнім разі, коли $\sigma_B = k_z$, дістанемо

$$k_z = \frac{\frac{Dp}{2}}{\frac{t-d}{t} \cdot s}, \text{ або } s = \frac{Dp}{2} \cdot \frac{1}{\frac{t-d}{t}} \cdot \frac{1}{k_z}. \tag{24}$$

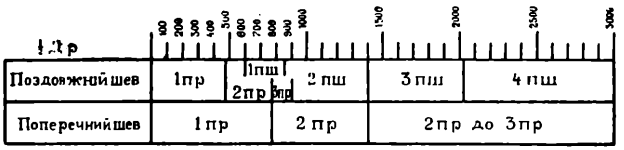
В приписах на будову парових котлів цей взір подається в дещо зміненім вигляді, а саме: замість $k_z$, впроваджується розривне напруження $K_z$ і співчинник безпечности $x$, так що $k_z = \frac{K_z}{x}$; окрім того, до грубини $s$ додається ще 0,1 cm, так що остаточно взір набирає вигляду

$$s = \frac{Dp}{2} \cdot \frac{t}{t-d} \cdot \frac{x}{K_z} + 0{,}1. \tag{25}$$

Для $x$ треба брати такі числа:

$x = 4{,}75$ для перекритого або з одною пішвою ручного шва;
$x = 4{,}50$ для перекритого або з одною пішвою машинового шва;
$x = 4{,}35$ для дворядного з двома пішвами ручного шва, коли одну пішву приклепано однорядно;
$x = 4{,}25$ для ручного шва з двома пішвами;
$x = 4{,}1$ для дворядного машинового шва, з двома пішвами, коли одну пішву приклепано однорядно;
$x = 4{,}0$ для машинового шва з двома пішвами.

Якщо діри не висвердлюються, а пробиваються, то $x$ треба збільшувати на 25%.




1,2,3,4 — Кількість рядів, пр — перекритий шев, пш — шев з двома пішвами

(рис. 83)

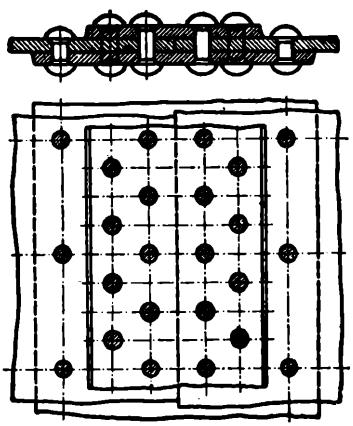
З допомогою поданого на рис. 83 укладу знаходимо відповідний даному добуткові $\frac{Dp}{2}$ шев, по нім вишукуємо з таблиці на стор. 56. величину $\varphi = \frac{t-d}{t}$, а маючи для знайденого шва відповідне $x$ та для даного матеріялу відповідне $K_в$, вичислюємо зі взору (25) грубину бляхи $s$. Відтак із тієї ж таблиці знаходимо $d$, $t$ і т. д. Після цього треба ще пересвідчитись, чи вибрані виміри не суперечать другій вимозі (щодо сили відпорности проти пересуву), себто чи $k_п$ не перевищує поданої в стовці 2. дозволеної величини. Якщо прийняти, що силу, яка припадає на $t$ cm довжини шва, себто $\frac{Dpt}{2}$, переймають на себе $m$ склепаків, то з рівнозвору

$$\frac{Dpt}{2} \geqq k_п \cdot \frac{\pi}{4} d^2 m$$

дістанемо

$$k_п \leqq \frac{\frac{Dpt}{2}}{\frac{\pi}{4} d^2 m}. \qquad (26)$$

В однорядним перекритім шві $m = 1$; у шві, показанім на рис. 84, $m = 4{,}5$ (за-для простоти, бо верхню пішву приклепано лише дворядним швом). Якщо крайній, тільки однобічно покритий рядок склепаків обтяжений силою $k_п = 700$ kg на кожний квадратовий центиметер поперечного перерізу склепака, то для взору (24) можна



(рис. 84)

написати

$$k_z \leqq \frac{p\,D\,t - \frac{1}{2}\cdot\frac{\pi}{4}\,d^2\cdot 700}{2s(t-d)}.$$

В швах з пішвами повстає тертя в двох площинах і тому на 1 $cm^2$ поперечного перерізу склепака в таких швах припадає більша сила відпорности проти пересуву, ніж у швах перекритих. Але заразом, як показали досліди Баха, на одиницю поля стичних площин приходиться в цім разі менша сила. Треба ще додати, що в швах із пішвами відпадає напруження бляхи від гнуття, що таке напруження проявляється лише в перекритих швах, і через те в приписах на будову парових котлів допускається для перших швів менший запас безпечности $x$. Зменшення цього запасу дозволяється ще й тому, що закриті пішвами часті бляхи не ржавіють. Таким чином, шви з пішвами дають можливість краще використовувати матеріял, бо дозволяють брати тоншу, ніж у перекритих швах, бляху.

Щоб матеріял бляхи був якнайліпше використаний, стараються ще дістати „ступінь корисности“ в шві $\varphi = \frac{t-d}{t}$ якнайближчий до одиниці, а це приводить до многорядного шва. Разом із тим многорядний шев дозволяє користуватися бляхою тоншою, ніж однорядний. Шви з двома пішвами впливають на ступінь корисности ще ліпше.

### 3. Вибір шва для парових котлів.

Котлова бляха використовується однорядним швом гірше, ніж дворядним, а останнім гірше, ніж трирядним, тим то котел, склепаний трирядними швами, здатен видержати більшу кількість атмосфер, ніж той самий котел, коли склепати його дворядними чи однорядними швами. Але, очевидна річ, у першім разі робота виходить дорожчою, бо трирядний шев вимагає більше праці, ніж одно- чи дворядний.

Тепер стали практикувати в парових котлах здебільшого високі напруження і тому перекриті поздовжні шви вживаються ще тільки в батерійних котлах, або в горішніх казанах менших водоцівкових котлів, або нарешті в рухомих паровиках (локомобілях). Перекриті шви вигідніші для батерійних котлів між іншим тому, що спідні казани їх обмиваються зі всіх боків гарячими ґазами, а це примушує вживати якнайтонших швів, з якнайменшим обсягом їх, бо що грубший шев, тим слабше він охолоджується котловою водою, тим більше він нагрівається, тим швидче, значить, перегорає. Коли грубина бляхи переступає за 12 mm (приблизно), то беручи загалом, більш доцільно робити тоді поздовжні шви дворядними або трирядними. Кіль-

кість рядів у поперечних, кругових, швах береться звичайно на один ряд менша, а це з тієї причини, що поперечні шви обтяжені вдвоє слабше, ніж поздовжні, як це видко зі взору

$$\sigma = \frac{\frac{\pi}{4} D^2 p}{\pi D s} = \frac{D p}{4 s}. \qquad (26a)$$

Котли з жаровими цівками мають звичайно великий промір і тому їх поздовжні шви робляться майже виключно з пішвами. Це звичайно вимагає більше праці, але звязані з цим перевитрати з горою надолужуються заощадженням матеріялу та непотрібністю витончувати бляху в місцях сполучення поздовжніх швів з поперечними. Котлові обичайки робляться тепер здебільшого з одного відрізу бляхи і сшиваються через те одним єдинним поздовжнім швом, а тому сполучене з пішвами збільшення праці остаточно не є велике. Ця обставина також промовляє за вживанням пішов. Обичайки з одного відрізу бляхи мають до себе те добре, що дають можливість уникнути поміщення швів на вогневім боці. Всі шви вкладаються тоді в паровім просторі і таким чином грубі маси заліза не попадають під безпосередній вплив вогню, що шкодив би й праці, й міцності котла.

Поперечні шви котлів робляться виключно перекритими, бо, як уже згадувалось вище, вони менше обтяжені, ніж поздовжні.

Щоб дістати в многорядним пошитім шві якнайбільшу співкратність $\varphi = \frac{t-d}{t}$, а через те і якнайменшу грубину бляхи, розбивають крайні ряди шва рідче, ніж середові, себто беруть для них більшу поділку. Тоді перерізи бляхи в ближчих до середини рядах виходять очевидно слабші, але це можна безпечно допускати, бо через крайній ряд частина цілої сили передається на пішву, а від неї на другу полу бляхи, і тому другий ряд не так сильно обтяжений, як крайній.

Як було вже зазначено, більша поділка крайніх рядків вимагає хвилястої вирізки пішви. Щоб обійтися без цього дорогого вирізування і заразом збільшити яко мога ступінь корисности $\varphi = \frac{t-d}{t}$, дають вужчу знадвірню пішву, так що обидва крайні ряди шва виходять по-за нею. Разом із цим ущільнюють (присаджують) лише цю одну пішву та знадвірні головки склепаків. Часом і в дворядним шві вживають не однаково широких пішов.

| Стовпець 1 | 2 | 3 | 4 |
|---|---|---|---|
| Рід шва | Довволений обтяж $k_n$ в kg на $cm^2$ поперечного перерізу склепака | Промір склепака в cm $d$ | Ступінь корисности $\varphi = \frac{t-d}{t}$ |
| Перекриті шви (однозрівні): | | | |
| 1. однорядні (рис. 74) . . . . | 600—700 | $\sqrt{5s} - 0{,}4$ | 0,60 |
| 2. дворядні (рис. 75) . . . . . | 550—650 | $\sqrt{5s} - 0{,}4$ | 0,72 |
| 3. дворядні (рис. 76) . . . . . | 550—650 | $\sqrt{5s} - 0{,}4$ | 0,72 |
| 4. трирядні (рис. 77) . . . . . | 500—600 | $\sqrt{5s} - 0{,}4$ | 0,76 |
| Шви з двома пішвами (двозрівні): | | | |
| 1. однорядні (рис. 78) . . . . | 1000—1200 | $\sqrt{5s} - 0{,}5$ | 0,70 |
| 2. дворядні (рис. 79) . . . . | 950—1150 | $\sqrt{5s} - 0{,}6$ | 0,77 |
| 3. трирядні (рис. 80) . . . . | 900—1100 | $\sqrt{5s} - 0{,}7$ | 0.86 |

величини для швів парових котлів.

| 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|---|---|---|
| **Поділка в cm** $t$ | **Ширина запілку в cm** $e_1$ | **Грубина пішви в cm** $s_1$ | **Напруження в суцільній блясі в kg/cm²** $\sigma_v$ |
| $2d + 0{,}8$ | — | — | $600 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s\,t}$ до $700 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s\,t}$ |
| $2{,}6d + 1{,}0$ | $0{,}8\,t$ | — | $550 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ до $650 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ |
| $2{,}6d + 1{,}5$ | $0{,}6\,t$ | — | $550 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ до $650 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ |
| $3d + 2{,}2$ | $0{,}5\,t$ | — | $500 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{3}}$ до $600 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{3}}$ |
| $2{,}6d + 1{,}0$ | $0{,}9\,e$ | $\frac{5}{8}s - \frac{2}{3}s$ | $1000 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s\,t}$ до $1200 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{s\,t}$ |
| $3{,}5d + 1{,}5$ | $0{,}5\,t$ | $\frac{5}{8}s - \frac{2}{3}s$ | $950 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ до $1150 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{2}}$ |
| $6d + 2{,}0$ | $^3/_8\,t$ | $0{,}8\,s$ | $900 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{5}}$ до $1100 \frac{\frac{\pi}{4} d^2}{\frac{s\,t}{5}}$ |

Приклад I. Обчислити шви й грубину бляхи для парового котла з проміром $D = 1200$ mm і тиском $p = 10$ atm. Матеріял бляхи — лите залізо з розривним напруженням $K_z = 3600$ kg/cm². Поздовжні шви мають бути перекриті й робитися машиновим способом.

Для перекритих машинових швів, згідно з приписами на будову парових котлів, беремо $x = 4{,}50$. Якщо прийняти для поздовжніх швів два ряди склепаків, розташованих в шаховім порядку, то $\varphi = \frac{t-d}{t} = 0{,}72$, а тому

$$s = \frac{D\,p\,x}{2\,\varphi\,K_z} + 0{,}1 = \frac{120 \cdot 10 \cdot 4{,}5}{2 \cdot 0{,}72 \cdot 3600} + 0{,}1 = \sim 1{,}2\ \text{cm} = 12\ \text{mm}.$$

Згідно з нормами на стор. 56, дістаємо

$$d = \sqrt{5 \cdot 1{,}2} - 0{,}4 = \sim 20\ \text{mm},\quad t = 2{,}6\,d + 15 = 67\ \text{mm},$$

звідси $\varphi = \frac{67 - 20}{67} = 0{,}70$ (трохи замало).

На довжину поділки $t = 67$ mm приходиться сила

$$Q = \frac{D\,p \cdot 6{,}7}{2} = 4020\ \text{kg}.$$

Ця сила припадає на два перерізи склепаків з полем $2 \cdot \frac{\pi\,2^2}{4} = 6{,}28$ cm.

Звідси виходить, що

$$k_n = \frac{4020}{6{,}28} = 640\ \text{kg/cm}^2$$

(повинно бути в межах 550 – 650). Поперечні шви робимо однорядними:

$$t = 2\,d + 0{,}8 = 48\ \text{mm};\quad \varphi_1 = \frac{48 - 20}{48} = \sim 0{,}59.$$

Приклад II. Обчислити шви й грубину бляхи парового котла з проміром $D = 2400$ mm і тиском $p = 10$ atm. Матеріял бляхи — лите залізо з розривним напруженням $K_z = 4000$ kg/cm².

Треба вирішити, якого саме шва можна в данім разі вжити: 1) дворядного перекритого, 2) трирядного перекритого, 3) дворядного, пошитого двома пішвами, 4) трирядного, пошитого двома пішвами. Пробуємо за порядком.

1) $x = 4{,}50$, $\varphi = 0{,}72$, $s = \frac{240 \cdot 10 \cdot 4{,}5}{2 \cdot 0{,}72 \cdot 4000} + 0{,}1 = \sim 20$ mm,

$$d = \sqrt{5s} - 0{,}4 = \sim 27 \text{ mm}, \quad \frac{\pi d^2}{4} = 5{,}7 \text{ cm}^2,$$

$$t = 2{,}6 \cdot 27 + 15 = 85 \text{ mm}, \quad \varphi = \frac{85 - 27}{85} = 0{,}68 \text{ (замало)}.$$

На довжину одної поділки припадає розтяжна сила

$$Q = \frac{240 \cdot 10 \cdot 8{,}5}{2} = 10200 \text{ kg}.$$

Ця сила приходиться на два перерізи склепаків, а тому

$$k_{\text{п}} = \frac{10200}{2 \cdot 5{,}7} = \sim 900 \text{ kg/cm}^2 \text{ (занадто багато, повинно бути } 550 - 650).$$

Цього шва не можна вжити.

2) $x = 4{,}50$, $\varphi = 0{,}76$, $s = \frac{240 \cdot 10 \cdot 4{,}5}{2 \cdot 0{,}76 \cdot 4000} + 0{,}1 = \sim 19$ mm,

$$d = \sqrt{5s} - 0{,}4 = \sim 26 \text{ mm}, \quad \frac{\pi d^2}{4} = 5{,}3 \text{ cm}^2,$$

$$t = 3d + 22 = 100 \text{ mm}, \quad \varphi = \frac{100 - 26}{100} = 0{,}74 \text{ (трохи замало)}.$$

$$Q = \frac{240 \cdot 10 \cdot 10}{2} = 12000 \text{ kg}.$$

На довжині одної поділки приходиться три склепаки, а тому

$$k_{\text{п}} = \frac{12000}{3 \cdot 5{,}3} = 760 \text{ kg/cm}^2 \text{ (забагато, повинно бути } 500 - 600).$$

Цього шва також не можна вжити.

3) $x = 4{,}00$, $\varphi = 0{,}77$, $s = \frac{240 \cdot 10 \cdot 4}{2 \cdot 0{,}77 \cdot 4000} + 0{,}1 = \sim 17$ mm,

$$d = \sqrt{5s} - 0{,}4 = 23 \text{ mm}, \quad \frac{\pi d^2}{4} = 4{,}15 \text{ cm}^2, \quad t = 3{,}5d + 15 = 95 \text{ mm},$$

$$\varphi = \sim 0{,}75 \text{ (замало)},$$

$$Q = \frac{240 \cdot 9{,}5 \cdot 10}{2} = 11400 \text{ kg}.$$

На довжину одної поділки припадає два склепаки, отже

$$k_{\text{п}} = \frac{11400}{2 \cdot 4{,}15} = 1370 \text{ kg/cm}^2 \text{ (допускається } 950 - 1150).$$

Отже й цього шва не можна вжити.

4) $x = 4{,}00,\ \varphi = 0{,}86,\ s = \dfrac{240 \cdot 10 \cdot 4}{2 \cdot 0{,}86 \cdot 4000} + 0{,}1 = \sim 15$ mm,

$$d = \sqrt{5 \cdot s} - 0{,}4 = 20 \text{ mm}, \frac{\pi d^2}{4} = 3{,}14 \text{ cm}^2,$$

$$t = 6\,d + 20 = 140 \text{ mm}, \varphi = \frac{140 - 20}{140} = 0{,}85,$$

$$Q = \frac{240 \cdot 10 \cdot 14}{2} = 16800 \text{ kg}.$$

Як видко в рисунку 80, на довжині одної поділки приходиться пять склепаків, а тому

$$k_n = \frac{16800}{5 \cdot 3{,}14} = 1070 \text{ kg/cm}^2 \text{ (допускається } 900 - 1100).$$

Цей шев годиться.

### 4. Склеплювання звичайних бляшаних збірників, залізних споруд, то що.

Для збірників на воду, ґази, повітря і т. ін., що бувають обтяжені невеличким середовим тиском, уживають звичайно однорядних перекритих швів. Про грубину бляхи рішає тут не так середовий тиск, як ржавіння та здібність до перевозу. Якщо такий збірник має досить грубі стіни, то хоч би вони й видержували добре середовий тиск, а під час перевозу чи взагалі якого небудь переміщення збірник може понівечитись, себто погнутися та повипучуватися під впливом самих тільки зверхніх, часто випадкових сил.

Для обчислення проміру склепака дає Бах такий взірець:

$$d = \sqrt{5\,s} - 0{,}4 \text{ cm}, \tag{27}$$

де $s$, грубина бляхи, береться в cm.

Поділка

$$t = 3\,d + 0{,}5 \text{ cm}. \tag{28}$$

Як показує досвід, бляха, тонша від 5 mm, не дається добре присадити, і тому щільности досягають тут ріжними простілками. Для цього вживають портнини (грубого полотна), або просоченої оливою бібули, одно й друге з манійковою замазкою, або пасом ниток, завданих тією ж манійкою, і т. ін.

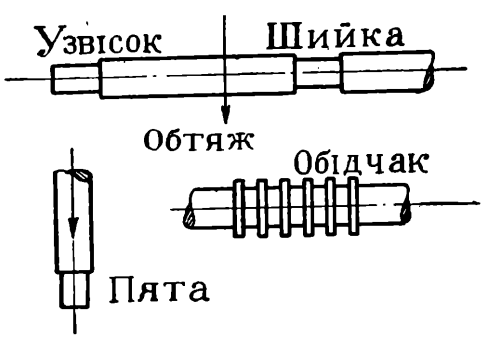
Клепані сполучення в заліэних спорудах робляться так само, як і в парових котлах, але присадка швів тут непотрібна. Промір склепаків обчислюється також зі взору (27), з тією одною умовою, що в разі ручного склеплювання промір склепака не повинен бути більший від 2,6 cm. Щодо величини поділки $t$, то тут можна відступати від прийнятих для парових котлів норм, але все ж таки треба пильнувати, щоб $t$ було більше за $2{,}5\,d$ і менше від $7{,}5\,d$. Ціла грубина склепаних до купи частин повинна бути $\leqq 4\,d$.

Якщо залізна споруда має працювати під обтяжем мінливих сил, то треба її склеплювати холодними склепаками з трохи більшими промірами, ніж самі гнізда, і заганяти під сильними ударами молотка. Такий спосіб склеплювання виключає всяку можливість обопільного пересуву сполучених частин, бо загнані так холодні склепаки вже відразу прилягають з не-аби-яким натиском до стін своїх гнізд. Вживати в данім разі гарячого способу склеплювання не слід, бо сила тертя, викликана вкороченням склепаків, не є цілком надійна річ, раз сили міняють свій напрям. Досить, щоб зверхній обтяж переміг силу тертя, як зараз же починається пересув сполучених частин, бо забиті в розпеченім стані склепаки не виповнюють своїх гнізд. Услід за цим повстають удари, що й допроваджують сполучення до цілковитого знищення.

## РОЗДІЛ ТРЕТІЙ.

### ВАЛИ, БІГУНИ Й ЛОЖИСЬКА.

**Вступ.** Оборотовий (коловоротний, коловий, круговий) рух тіла відбувається завсігди надокола якоїсь осі. Щоб зберігти положення осі та забезпечити її від переміщень, треба принаймні в двох місцях придержувати її, себто вісь (чи вал) повинна лежати щонайменше на двох підпорах — ложиськах (вальницях). Ті части осі (чи валу), що лежать в ложиськах, називаємо бігунами.




(рис. 85—87)

Між ложиськом і бігуном діє завсігди певна сила тиску. Відповідно до того, чи тиск цей має напрям осі бігуна, чи йде сторч до неї, розріжняємо два роди бігунів: чолові та поперечні. Коли поперечний бігун знаходиться на кінці валу чи осі, себто на узвіссі, то називаємо його узвіском; коли десь посередині, то — шийкою. Якщо на кінці валу знаходиться чоловий бігун, то звемо його пятою; чоловий бігун на середній части валу складається завсігди з ободків, а тому називаємо його бігуном-обідчаком, або просто обідчаком. Див. рисунки 85—87.

### I. Бігуни.

#### 1. Загальні уваги.

Обчислення бігунів провадимо на основі таких трьох засад: насам-перед виміри бігунів треба так добирати, щоб забезпечити їм цілковиту міцність (звичайно беремо на увагу напруження від гнуття

й кручення); далі — від тих самих вимірів залежить, щоб одиничний тиск між ложиськом та бігуном не був надто великий, щоб самий бігун передчасно не витерся, не зужився; нарешті треба мати на увазі, що від вимірів бігуна залежить нагрів його від тертя, а тому ті виміри повинні бути так дібрані, щоб його нагрів не був надто великий, та щоб бігун був здатний досить швидко віддавати своє тепло.

Ці вимоги — 1) забезпечення міцности, 2) забезпечення від зносу, 3) забезпечення віддачі тепла — не залежать одна від одної і тому розглянемо їх кожну зокрема.

Треба сказати, що звичайно обчислюють бігуни, починаючи з другої, а не з першої вимоги, себто відразу підбирають виміри з таким розрахунком, щоб одиничний тиск між бігуном та ложиськом не переходив за якусь певну межу. Здебільшого бо буває так, що коли певні виміри забезпечують бігун од витертя, то ті самі виміри зебезпечують йому й міцність. Якщо ж робити навпаки і спершу обчисляти на гнуття, то дуже часто обчислені таким способом бігуни виходять замалі для того, щоб догодити другій вимозі.

Щоб тертя між бігуном та ложиськом і залежний од того нагрів їх був якнайменший, треба старатись, щоб поверхні їх були гладенькі і добре змазувались. А мазати ці поверхні треба тому, що олива чи якесь інше мазиво, попадаючи між бігуном та ложиськом, відокремлюють їх одно від одного, і тоді тертя відбувається не між металевими поверхнями, а між частками самого мазива: це ж тертя значно менше від першого. Одначе, обчислюючи виміри бігунів на тертя, беремо на увагу таки тертя між твердими тілами і рахуємо, що величина його рівнократна з тиском; робимо так з одного боку для того, щоб мати більший запас безпечности, а з другого через те, що нам бракує докладніших, дослідами стверджених законів тертя.

Робота тертя шкідлива не тільки тим, що викликає нагрів бігуна та ложиська, вона нищить заразом і поверхні їх. Треба отже старатись, щоб це нищення було якнайменше і щоб тим самим відповідній частині машини забезпечити якнайдовшу службу. Цього досягаємо гладкістю поверхні та добрим мазанням її.

## 2. Тертя бігунів.

а Пяти (рис. 88, 89, 90).

Якщо відзначити через

$P$ kg — тиск на пяту,

$dF$ cm$^2$ — поле безконечно малої частки поверхні пяти,

$y$ cm — віддалення тієї частки від осі пяти (осі обороту),

$p$ kg/cm$^2$ — одиничний сторчовий тиск між пятою та ложиськом у межах поля $dF$,

$\varphi$ — кут між віссю пяти та сторчовиною до $dF$,

$\omega$ — кутову скорість пяти, себто обводову скорість точки, що знаходиться на відстані 1 cm від осі пяти,

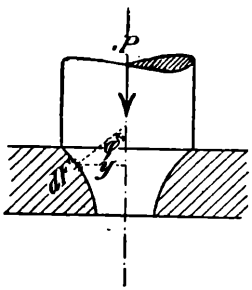
$\mu$ — співчинник тертя,

то момент сили тертя на пяті буде

$$M = \mu \int p\, dF \cdot y \text{ kgcm}, \tag{29}$$

а робота тертя на протязі секунди

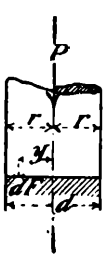
$$A = \omega M = \mu \omega \int p\, dF \cdot y \text{ kgcm}. \tag{30}$$



(рис. 88)

Щоб можна було перевести зазначене в цих взорах інтегрування, треба знати, як залежить $p$ від $y$, себто за яким законом розбивається по стичній поверхні бігуновий тиск. А що маємо про це мало докладних відомостей, то й приходиться робити певні припущення. Досвід каже, що в нових бігунах тиск розбивається по поверхні іншим способом, ніж у старих, уживаних, і що саме в останніх момент сили тертя менший, ніж у нових, як що всі інші умови праці однакові. Очевидна річ, що це зменшення моменту повстає не від зменшення співчинника тертя, а від іншого розподілу тиску між пятою та ложиськом.

Щодо способу, як саме розбивається тиск на поверхні бігуна, то приймають для нових пят закон Вайсбаха. Цей закон каже, що $p$ є величина стала, себто одиничний тиск $p$ в кожнім місці поверхні пяти є однаковий і рівняється з часткою від поділу сили $P$ на поле мету опорної поверхні пяти на площину, сторчову до напрямку сили (все це годиться також і для поперечних бігунів). Для пят, що вже були в русі й притерлися, приймають закон Рейе (Reye): $p = C\frac{\cos\varphi}{y}$, де $C$ означає сталий співчинник; згідно з цим законом, частки площин із кутом $\varphi = 0°$ зазнають найбільшого тиску, а частки з кутом $\varphi = 90°$ — найменшого, себто ніякого.



(рис. 89)

Кожна нова пята за короткий порівнюючи час притирається, і тому лише закон Рейе має для нас практичну вагу. Та треба сказати, що всі обчислення тертя бігунів мають одну спільну хибу: вони грунтуються на неправильнім законі тертя.

Зокрема для плаєкої пяти (рис. 89) маємо:

$$p = \frac{P}{2\pi r y},^{*)} \tag{31}$$

$$M = \frac{1}{2}\mu \cdot P r,^{**)} \tag{32}$$

$$A = \omega M = \frac{1}{2}\mu \omega P r. \tag{33}$$

Згідно зі взором (31), тиск $p$ збільшується в міру наближення до середини, де відповідно до $y = 0$ став безконечно великим. В нових пятах розподіл тиску, як було вже сказано, випадає рівномірний. Те явище, що в притертих бігунах тиск збільшується до середини, можна зясувати таким робом: ближчі до обводу часті поверхні мають під час руху скорість більшу, ніж часті, дальші від обводу і ближчі до осі, а тому вони й більше стираються та зношуються; в міру ж збільшення зносу в напрямі до країв пяти, зростає в протилежнім напрямі, себто до середини, одиничний тиск. Очевидна річ, що в дійсності ніколи не може повстати безконечно великий тиск, бо ще задовго до цього моменту відпорність матеріялу буде переможена й настане розтиск його, або боковий розсяг. Проте все ж таки тиск посередині може стати на стільки значним, що витисне мазиво і осередкова частина пяти крутитиметься суха, аж поки не вїсться в ложисько.

Щоб запобігти цьому, роблять, як показано на рис. 90, себто вибирають середину пяти, висвердлюючи її, і саме тим усувають найбільш тиснені часті поверхні. Разом із цим дістають можливість легко підводити мазиво й доцільніше використовувати його. Мазь

---

*) В даній разі для кожної точки опорної поверхні пяти $\cos\varphi = 1$, а тому після закону Рейе $p = \frac{C}{y}$. Тиск, що приходиться на безконечно вузький перстінь опорної поверхні, буде $\frac{C}{y} \cdot 2\pi y \cdot dy = 2\pi C\, dy$, де $y$ означає промінь перстня, а $dy$ — ширину його. Інтегруючи цей тиск на ціле поле поверхні, дістанемо силу $P$, себто $2\pi C \int_0^r dy = 2\pi C r = P$, або $2\pi r y p = P$, звідки $p = \frac{P}{2\pi r y}$.

**) $M = \mu \int_0^r p\, dF \cdot y = \mu \int_0^r \frac{C}{y} \cdot 2\pi y \cdot dy \cdot y = \mu \cdot 2\pi C \int_0^r y\, dy =$

$= \mu \cdot 2\pi C \cdot \frac{r^2}{2} = \mu \pi p y r^2 = \mu \pi y r^2 \cdot \frac{P}{2\pi r y} = \frac{1}{2}\mu P r.$

упроваджують з-під середини, і рівчиками, поробленими на опорній поверхні пяти, вона розходиться по всій цій поверхні й доходить до самого обводу її. Підмазка навідворіть, себто від країв до середини, була б не можлива, бо відосередня сила відганяла б оливу назад, не даючи їй текти до середини. Тільки що описану форму повинна мати кожна пята, що працює без упину довгими часами.

(рис. 90)

Для цих пят подані вище взори набирають такого вигляду:

$$p = \frac{P}{2\pi (r_2 - r_1)\, y},\ ^{*)} \tag{34}$$

$$M = \frac{1}{2}\,\mu\, P\,(r_2 + r_1),\ ^{**)} \tag{35}$$

$$A = M\,\omega = \frac{1}{2}\,\mu\, P\,\omega\,(r_2 + r_1). \tag{36}$$

Ці самі взори годяться й для обідчастих бігунів.

b) Шийки й узвіски.

Для простого узвіску на підставі закону Рейє знаходимо зі взорів (29) та (30):

$$p = \frac{2\,P}{\pi\, r\, l}\cos\varphi,\ ^{***)} \tag{37}$$

*) $P = 2\pi C \int_{r_1}^{r_2} dy = 2\pi C\ (r_2 - r_1) = 2\pi\, p\, y\,(r_2 - r_1)$; $p = \dfrac{P}{2\pi (r_2 - r_1)\, y}$.

**) $M = \mu \cdot 2\,\pi\, C \int_{r_1}^{r_2} y\, dy = \mu \cdot 2\pi C \left(\dfrac{r_2^2}{2} - \dfrac{r_1^2}{2}\right) = \mu\,\pi\, p\, y\,(r_2^2 - r_1^2) =$

$= \mu\,\pi \cdot \dfrac{P}{2\pi (r_2 - r_1)\, y} \cdot y\,(r_2^2 - r_1^2) = \dfrac{1}{2}\,\mu\, P\,(r_2 + r_1)$.

***) В даним разі $y$ (у взорі $p = C\dfrac{\cos\varphi}{y}$) є величина стала $y = r$, отже $p = \dfrac{C}{r}\cos\varphi$. Поле безконечно тонкої смужки поверхні шийки на відхилі кута $\varphi$ (рис. 91) є $r\, d\varphi \cdot l$, де $l$ — довжина шийки. Сила тиску на цій смужці $\dfrac{C}{r}\cos\varphi\, d\varphi \cdot l\, r = C\, l \cos\varphi\, d\varphi$; відбочина цієї сили в напрямі, рівнобіжнім до $P$, буде $Cl\cos^2\varphi\, d\varphi$. Проінтегрувавши цю силу в межах від $\varphi = 0$ до $\varphi = \dfrac{\pi}{2}$ і помноживши на 2, дістанемо силу $P$, себто $2\,C\,l \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi\, d\varphi =$

$= \dfrac{Cl\,\pi}{2} = P$, або $\dfrac{p\, r\, l\,\pi}{2\cos\varphi} = P$, звідки $p = \dfrac{2\,P}{\pi\, r\, l}\cos\varphi$.

$$M = \frac{4}{\pi} \mu P r, \text{*)} \tag{38}$$

$$A = M \omega = \frac{4}{\pi} \mu P r \omega. \tag{39}$$

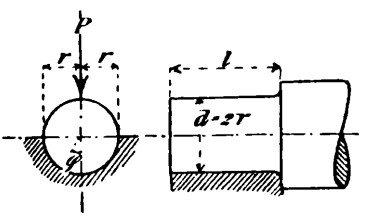
Згідно з рівновзором (37) $p = \frac{2P}{\pi r l}$ для $\varphi = 0$, себто $p$ досягає найбільшого значіння; для $\varphi = 90^0$ тиск $p = 0$ — має найменше значіння.

З рівновзору (37) виходить, що всі точки кожної зокрема поздовжньої лінії (творчої) поверхні пяти знаходяться під однаковим тиском. Але в дійсності це не є так. Досліди **) показали, що тиск не розкладається рівномірно по довжині бігуна, а спадає до кінців його (або до країв ложискової маточини), спершу помалу, а далі досить швидко. Опріч того показалося, що місце найбільшого тиску пересувається від згаданої тільки що середини в напрямі руху бігуна. Обидва ці явища викликають певне збільшення максимального тиску.

Про бігуни іншої форми, як от кулясті, стіжкові і т. ін., що рідче зустрічаються, не будемо тут говорити через брак місця. Щодо кулькових ложиськ, то треба зауважити, що в останні часи вони все більше поширюються, а це з тієї причини, що в них робота тертя значно менша, ніж у ложиськах ковзучих.

### 3. Обчислення бігунів.

а) **Звичайні поперечні бігуни** (рис. 91).




(рис. 91)

Якщо $k_b$ означає дозволене напруження матеріялу бігуна від гнуття, а $k$ — дозволений тиск на одиницю поля поверхні, то умовою міцности бігуна є

---

*) $M = 2\mu \int_0^{\frac{\pi}{2}} p \,.\, dF \,.\, y = 2\mu \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{C}{r} \cos\varphi \,.\, l\, r\, d\varphi \,.\, r =$

$= 2\mu C l r \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\varphi \, d\varphi = 2\mu C l r = 2\mu l r \,.\, \frac{p r}{\cos\varphi} = 2\mu l r^2 \,.\, \frac{2P}{\pi r l} = \frac{4}{\pi} \mu P r.$

**) Див. досліди Beauchamp Tower, Engineer 1884, друге півріччя, стор. 434.

$$\frac{P\,l}{2} = \frac{\pi\,d^3}{32} \cdot k_b \sim \frac{d^3}{10}\,k_b, \tag{40}$$

а умовою дозволеного одиничного тиску

$$P = k\,l\,d. \tag{41}$$

Виключивши з обох рівнань $P$, дістанемо звязок між $l$ та $d$

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2\,k_b}{k}}. \tag{42}$$

Тут $k_b$ вибираємо відповідно до способу обтяжу $c$.*)

Вибір одиничного тиску на поверхню бігуна залежить од матеріялу обох стичних тіл — бігуна та ложискової маточини; відтак од обводової скорости, далі від мазива і нарешті від того, як докладно бігун зроблено. Для бігунів, що працюють по довго без упину, можна в нормальних умовах праці брати такі значіння $k$:

| | | |
|---|---|---|
| для загартованої тиглевої сталі по такій самій сталі . . | 150 | kg/cm², |
| „ загартованої тиглевої сталі по гнідомідиці . . . . | 90 | „ |
| „ незагартованої тиглевої сталі по гнідомідиці . . . | 60 | „ |
| „ литого і спогрівного заліза з гладкою, щільною поверхнею по гнідомідиці . . . . . | 40 | „ |
| „ чавуна по гнідомідиці . . . . . | 30 | „ |
| „ литого чи спогрівного заліза по поковому дереві з водяним підмазом . . . . . | 25 | „ |

Для бігунів, що обертаються дуже помалу, або з перервами, або коливаються (бігуни в ковзанцях), ці значіння збільшують у два-три рази.

Подані тільки що числа для $k$ є середніми величинами. Відповідно до обставин, їх можна збільшувати й зменшувати. Бігуни вітряниць і ковзанців нормальних парових машин, зроблені з литої сталі, можна, напр., обтяжувати одиничним тиском у 60—70 kg і відповідно у 75—80 kg, якщо вони працюють у маточинах із гнідомідиці. Тим часом для шийок погінних валів парових машин, з розгоничами, величина $k$ рідко коли перевищує 16 kg.

Треба памятати, що $k$ є недійсна, хоч і загально вживана середня величина, і що найбільший тиск по-середині бігуна перевищує цю середню величину принаймні вдвоє.

Для личкованих (шліфованих) бігунів беруть значно більше $k$. Це робиться на тій підставі, що на личкувальній машині можна дуже докладно обробляти бігуни. Коли за колишніх способів обрібки треба

*) Кожне поздовжнє волокно бігуна під час кругоруху працює під мінливим обтяжем, то розтягуючись, то стискаючись до однакової міри.

було рахуватися з тим, що спершу тільки частина бігуна працює, то тепер можна вже приймати, що бігун прилягає до ложиська відразу по цілій своїй довжині.

Бігунам, що працюють по довго без упину і можуть через те сильно нагріватись, треба за-для забезпечення їх од нагріву давати таку довжину $l$, щоб

$$l \geqq \frac{P\,n}{w}, \text{ або } n \leqq w\,\frac{l}{P}, \text{ *)} \qquad (43)$$

де $n$ є кількість оборотів на мінуту, $P$ — середній тиск на бігун в kg (відпорність проти гнуття та одиничний тиск обчислюємо з найбільшого тиску) та $w$ — число, взяте з досвіду. Що менше тертя і що ліпше відводиться тепло, то більше $w$ треба брати. Для вітряничних бігунів число $w$ беруть у межах од 40.000 до 90.000 і далі, бо ці бігуни, як показує сама їх назва, сильне охолоджуються повітрям. Для бігунів погінних валів із розгоничами і колінчастих валів беруть тепер $w = 15.000$ до 40.000 і більше. Для паровозів вибирають далеко вищі числа, бо їх бігуни надто сильно охолоджуються повітрям. Щодо бігунів, що крутяться з перервами, то з числами $w$ для них поступають так само, як і з числами $k$ (див. вище).

Порядок обчислення вимірів бігуна такий: спершу з рівнання (42) обчислюємо співкрать $\frac{l}{d}$, відтак із рівнання (41) промір $d$, а разом із тим і $l$. Після цього треба перевіритись, чи добуті виміри не суперечать рівнанню (43). Якщо так, то відповідним чином треба збільшити $l$ і після цього переобчислити $d$ з рівнань (40) і (41).

b) Кільчаста пята (рис. 90).

Відзначивши через $d_2$ знадвірній, а через $d_1$ середовий промір пяти і поминаючи зменшення опорної поверхні від мазних рівчиків, що досягає 10—20 %, дістанемо

---

*) Цього взірця встановив Бах. Робота тертя на протяві секунди: $A = M\,\omega = \frac{4}{\pi}\,\mu\,P\,r\,\omega = \frac{4}{\pi}\,\mu\,P\,v$ ($v$ — обводова скорість); $v = \frac{\pi\,d\,n}{60}$ cm, а тому $A = \frac{4}{\pi}\,\mu\,P\,.\,\frac{\pi\,d\,n}{60} = \frac{\mu\,P\,d\,n}{15}$; робота тертя, що приходиться на 1 cm² опорної поверхні бігуна, буде $A_1 = \frac{\mu\,P\,d\,n}{15\,d\,l} = \frac{P\,n}{l}\,.\,\frac{\mu}{15}$, звідки $\frac{P\,n}{l} = \frac{15\,A_1}{\mu}$. Відзначивши величину $\frac{15\,.\,A_1}{\mu}$ через $w \geqq \frac{15\,.\,A_1}{\mu}$, матимемо

$$w \geqq \frac{P\,n}{l}, \text{ або } l \geqq \frac{P\,n}{w}.$$

$$P = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2) k \tag{44}$$

і $$d_2 - d_1 \geqq \frac{P n}{w}. \tag{45}$$

Тут величина $k$ вибирається відповідно до сказаного на стор. 68. У взорі (45) $P$ знову означає середній тиск, $n$ — число оборотів на мінуту та $w$ — число, взяте з досвіду; в даним разі воно не повинно бути вище від 40.000. Цей рахунок годиться лише тоді, коли надокола пяти, на її боковій поверхні, жадного тертя немає. Для пят вирлиць (турбін) приймають $w = 100.000$, або й більше.

Все щойно сказане годиться також і для повних пят. Для них треба лише покласти $d_1 = 0$.

Обідчастих бігунів, з поземою чи доземою віссю, здебільшого стараються уникати, бо в них трудно досягнути рівномірної праці всіх ободків та кепсько відводиться тепло. Але поруч із звичайними пятами обідчаки тим ліпші, що вони можуть працювати й під перемінно-відворотним напрямом сил (машини пароплавів, слимакові погони підносників). Для водяних вирлиць тепер зовсім не вживають обідчастих бігунів. З огляду на сказане вище, для $k$ і $w$ беруть лише половину тих чисел, що подані на стор. 68 та 69. Що більше ободків, то менше береться $w$. Промір бігуна обчислюють на підставі законів міцности.

## II. Осі та вали.

Між віссю та валом є та ріжниця, що вісь служить здебільшого за підпорне знаряддя й працює під гнучим обтяжем, тим часом як призначення валу — передавати коловоротний рух — закрутні моменти. Відповідно до цього обтяж валу складається з гнуття й кручення. Але в дійсності ніколи не можна без застереження провести таку ріжницю, і тому тямки „вісь“ і „вал“ дуже часто мішаються. З цієї причини в дальшім викладі не будемо робити жадної ріжниці між віссю та валом.

Відзначмо через

$M_b$ kgcm — гнучий момент,
$M_d$ kgcm — закрутний момент,
$k_b$, $k_d$ kg/cm$^2$ — дозволені напруження від гнуття й кручення,
$d$ cm — промір суцільного валу,
$d_1$, $d_2$ cm — проміри середовий та знадвірній дутого валу,

$N$ — кількість коней (кінських вправностей), передаваних валом,

$n$ — кількість оборотів на мінуту.

1. Головний обтяж — гнуття.

В цім разі промір суцільної осі обчислюємо зі взору

$$M_b = \frac{\pi}{32} d^3 k_b = \sim \frac{1}{10} d^3 k_b, \tag{46}$$

промір дутої осі зі взору

$$M_b = \sim \frac{1}{10} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} k_b. \tag{47}$$

Через те, що напрямок сил міняється здебільшого цілком, то $k_b$ треба брати відповідно до способу $c$.

2. Головний обтяж — кручення.

В цім разі промір суцільного валу обчислюють зі взору

$$M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d = \sim \frac{1}{5} d^3 k_d, \tag{48}$$

промір дутого валу зі взору

$$M_d = \sim \frac{1}{5} \cdot \frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} \cdot k_d. \tag{49}$$

Величину безпечного напруження $k_d$ вибираємо відповідно до того, чи закрутний момент $M_d$ має стале значіння, чи він міняється між нулем і якимось найбільшим значінням, чи нарешті між найменшим, відємним значінням і найбільшим додатнім, себто який саме з трьох способів $a$, $b$, $c$ маємо.

Коли величина закрутного моменту $M_d$ міняється так, що при цім можна сподіватися ударів, то вибираючи $k_d$, треба на це звернути особливу увагу.

Якщо дано не $M_d$, а кількість коней $N$, що їх має передавати вал, та кількість $n$ оборотів валу на мінуту, то зі взору (48), після відповідного перетворення його, дістаємо

$$d = \sqrt[3]{\frac{360.000}{k_d} \cdot \frac{N}{n}} \text{ cm.}^{*)} \tag{50}$$

Приточуючи цей взір до обчислення грубини валу розгалужниці (трансмісії), цілком не беруть на увагу гнучих сил од власної ваги та натягу пасів, тим часом як докладний рахунок вимагає робити так, як показано далі під цифрою 3. Але в данім разі, хтівши перевести докладне обчислення, натикаємось здебільшого на ту перешкоду, що не знаємо наперед, як саме будуть набиті окремі пасові колеса та які зміни в цім будуть робитися потім, з бігом часу, а тому часто не може бути навіть і мови про те, щоб докладно зважити гнучий обтяж розгалужниці. Щоб все ж таки хоч приблизно оцінити ті напруження, що їх викликає в розгалужниці гнуття, та відповідно до того збільшити грубину її, беруть менше $k_d$. Якщо взяти, напр., $k_d = 120$ kg/cm$^2$, то дістанемо загально вживаний для нормальних розгалужниць, із звичайного вальцованого матеріялу, взір:

$$d = \sqrt[3]{3000 \cdot \frac{N}{n}} \text{ cm.} \tag{51}$$

Очевидна річ, що відстані між ложиськами для обчисленої таким способом розгалужниці не можуть бути довільні. Беручи середні умови, можна для обчислення цих відстаней користуватися таким узором Баха:

$$l \leqq 100 \sqrt{d} \text{ cm.} \tag{52}$$

Коли обтяж валу перевищує середні норми, або коли передбачається, що згодом він буде збільшений, то треба заздалегідь взяти до рахунку менші відстані між ложиськами. Для таких випадків радить Бах брати

$$l \leqq 110 \sqrt[3]{d} \text{ cm.} \tag{53}$$

---

*) Цей взірець дістаємо на підставі звязку $N = \frac{P v}{75}$, де $P$ означає силу, а $v$ скорість в $m$ на секунду ($v = \frac{\pi d_{cm} n}{60.100}$ m/sec). $P r = M_d = \frac{\pi}{16} d^3 k_d$, звідки $P = \frac{\pi}{8} d^2 k_d$; тому $N = \frac{\pi}{8} d^2 k_d \cdot \frac{\pi d n}{60.100} \cdot \frac{1}{75} = \frac{\pi^2 d^3 n}{3600000} \cdot k_d$. Взявши за-для простоти $\pi^2 = 10$, матимемо $N = \frac{d^3 n k_d}{360000}$, звідки $d = \sqrt[3]{\frac{360000}{k_d} \cdot \frac{N}{n}}$.

Якщо вал має бути обтяжений особливо тяжкими пасовими колесами, лучниками, тощо, що можуть викликати чималі напруження від гнуття, то обчислення його треба провадити способом, даним під цифрою 3. Якщо ж міродайним чинником виступає змінопостать валу, (кут перекосу чи вгнуття його), то треба обчисляти так, як показано під цифрою 4.

### 3. Гнуття й кручення.

Для цього випадку в теорії міцности матеріялів виводиться такий взір:

$$\text{зложене напруження} = 0{,}35\,\sigma + 0{,}65\,\sqrt{\sigma^2 + 4\,(\alpha_0\,\tau)^2},$$

де $\sigma$ означає сторчове напруження від гнуття, $\tau$ відсувне напруження від кручення, $\alpha_0 = \dfrac{k_b}{1{,}3\,k_d}$.

Впровадивши в цей взір $\sigma = \dfrac{M_b}{d^3/_{10}}$ та $\tau = \dfrac{M_d}{d^3/_5}$, дістанемо, що

$$\text{зложене напруження} = \frac{10}{d^3}\left[0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2}\right].$$

Це напруження повинно бути не більше від дозволеного $k_b$, себто

$$\frac{d^3}{10}\cdot k_b \geqq 0{,}35\,M_b + 0{,}65\,\sqrt{M_b^2 + (\alpha_0\,M_d)^2}. \qquad (54)$$

Звідци й обчислюємо $d$.

### 4. Змінопостать (кут перекосу, вгнуття) — міродайним чинником.

а) Кут перекосу (напр., в місткових журавлях). Кут перекосу $\delta$ на кожну одиницю довжини валу знаходимо зі взору

$$\delta = \frac{32}{\pi}\cdot\frac{M_d}{d^4}\,\beta, \qquad (55)$$

де $\beta$ означає співчинник відсуву.

Звичайно приймається, що на кожний метер довжини валу кут перекосу не повинен бути більший від $^1/_4{}^0$; відповідно до такої умови, з останнього взору знайдемо

$$d = 12\,\sqrt[4]{\frac{N}{n}}\ \text{см}, \quad \text{або} \quad d = 0{,}734\,\sqrt[4]{M_d}\ \text{см}. \qquad (56)$$

b) Вгнуття.

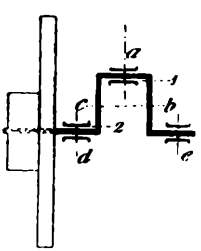
Коли вал угинається по-над певну міру, то його бігуни перекошуються й затискаються в ложиськах. Цей затиск викликає з одного боку нагрів бігунів і ложиськ, а з другого — віддання одних у другі. Яке саме вгнуття можна вважати за безпечне, трудно сказати взагалі. Це питання треба розвязувати зокрема для кожного даного випадку, відповідно до обставин; треба однак сказати, що для валів, вільно положених своїми кінцями на підпори, допускають звичайно не більше вгнуття, як $^1/_3$ mm на один метер довжини валу.

## 5. Конструкція осей і валів.

Кількість оборотів валів розгалужниць буває ріжна, в залежності від призначення розгалужниці. Для головних валів ця кількість міняється в межах од 80 до 220 оборотів, для бічних — доходить до 300 і більше, а в розгалужницях для тесло-столярських машин сягає й до 400.

Щоб забезпечити вал розгалужниці від поздовжнього пересуву, треба обмислити його принаймні двома становими кільцями з ковучого заліза, якщо звичайно нема позаточуваних бігунів, що можуть самі виконувати ту ролю. Названі кільця приміщують здебільшого з обох боків одного з ложиськ.

В довгих валах треба брати на увагу видовження від тепла і компенсувати це видовження відповідними лучниками.



(рис. 92)

Значних труднощів завдає обчислення колінчастих валів (рис. 92), уживаних у парових машинах, ґазових гонках, тощо. Коли уявити собі, що сила погонача діє на шийку коліна сторч до площини рисунку, то легко зрозуміти, що в перерізі *a* буде гнуття й кручення і таке саме в перерізі *b*. Через те, що ліве рамено коліна має передавати далі всю силу, воно особливо сильно обтяжене гнуттям; в перерізі *c* маємо також гнуття й кручення, так само і в перерізі *d*. В перерізі *e* нема ані гнуття, ані кручення, а тому цей бігун може бути тонший, як *d*. Але з огляду на технічні незручності роблять їх однаковими. Найбільші напруження мають: шийка в своїм середнім перерізі, праве рамено — в перерізі 1-ім, ліве рамено — в перерізі 2-ім. Якщо рамена зроблено однакові, а це здебільшого так і робиться, то переріз 2. виходить більше обтяжений, ніж переріз 1.

Обчислюючи колінчастий вал, найліпше нарисувати його спершу приблизно, на око, і підрахувати, які саме напруження повстали б у нім відповідно до наданих йому пробних вимірів. Якщо ці напруження виходять надто великі, то треба лишень у відповідній мірі збільшити вибрані виміри.

Приклад I. Обчислити виміри бігуна вітряниці, обтяженого найбільшим тиском $P = 12.000$ kg, якщо $k_b \leqq 600$ kg/cm² та $k \leqq 75$ kg/cm².

З допомогою взору (42) дістаємо

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2.600}{75}} = \sqrt{1{,}6} = 1{,}26.$$

Але довжина вітряничного бігуна повинна бути яко мога менша, бо звичайно для нього дається досить обмежений простір у напрямі осі; тим то на практиці беруть здебільшого $\frac{l}{d}$ від 1 до 1,15. Таким чином із допомогою взору (42) приходиться обчислювати вітряничні бігуни лишень тоді, коли співкратність $\frac{l}{d}$ випадає в межах од 1 до 1,15. В нашім випадку треба отже взяти $\frac{l}{d} = 1{,}15$. Після цього зі взору (41) дістанемо

$12.000 = 1{,}15 \cdot 75\, d^2$, звідки $d^2 = 140$ cm² і $d = 11{,}8$ cm $= \sim 120$ mm;

далі $12.000 = 12 \cdot 75 \cdot l$, звідки $l = 13{,}3$ cm $= \sim 135$ mm.

Перевірка гнучого напруження дає:

$$12.000 \cdot \frac{13{,}5}{2} = \frac{1}{10} \cdot 12^3 \cdot k_b;\ k_b = 469 \text{ kg/cm}^2 < 600.$$

Приклад II. Вітряничний бігун робить на мінуту $n = 120$ обертів. Сила найбільшого тиску $P_{max} = 15.000$ kg і середнього тиску $P_m = 8000$ kg, $k_b \leqq 600$ kg/cm², $k \leqq 80$ kg/cm², $w \leqq 80.000$. Обчислити виміри.

Зі взору (42) виходить

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2.600}{80}} = \sqrt{1{,}5} = 1{,}23.$$

Знову приймаємо $\frac{l}{d} = 1{,}15$. Після цього дістаємо:

$15.000 = 80 \cdot 1{,}15\, d^2$, звідки $d^2 = 163$, $d = \sim 130$ mm, $l = \sim 150$ mm.

Перевірка величин $k_b$, $k$ та $w$ дає:

$$k_b = \frac{15.000 \cdot 15 \cdot 10}{2 \cdot 13^3} = \sim 500 \text{ kg/cm}^2,$$

$$k = \frac{15.000}{15 \cdot 13} = 77 \text{ kg/cm}^2.$$

$$w = \frac{8000 \cdot 120}{15} = 64.000.$$

Приклад III. Знадвірній промір обідчастого бігуна $d_2 = 160$ mm, середовий $d_1 = 132$ mm, грубина обідка 12 mm, одиничний тиск $k = 12$ kg/cm$^2$. Обчислити гнуче напруження $k_b$.

Зі взору (44) дістаємо силу $P$:

$$P = \left(\frac{\pi\, 16^2}{4} - \frac{\pi\, 13{,}2^2}{4}\right) 12 = \sim 750 \text{ kg}.$$

Рамено гнучого моменту:

$$(16 - 13{,}2) \cdot \frac{1}{4} = 0{,}7 \text{ cm}.$$

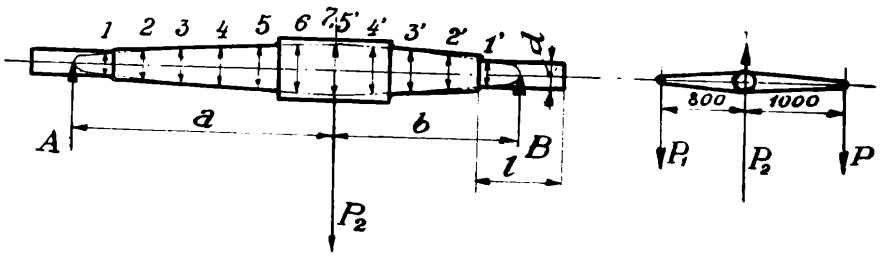
Момент відпорности проти гнуття $W$:

$$W = \frac{1}{6} \cdot 13{,}2 \cdot \pi \cdot 1{,}2^2 = \sim 10 \text{ cm}^3.$$

Гнуче напруження $k_b$:

$$750 \cdot 0{,}7 = 10 \cdot k_b, \text{ звідки } k_b = 525 \text{ kg/cm}^2.$$

Приклад IV. Обчислити балансову вісь, обтяжену, як показано на рисунку (рис. 93). Сила $P = 1500$ kg, безпечне гнуче напруження $k_b \leqq 400$ kg/cm$^2$, одиничний тиск $k \leqq 12$ kg/cm$^2$.




(рис. 93)

$P \cdot 100 = P_1 \cdot 80$, звідки $P_1 = 1500 \cdot \frac{100}{80} = \sim 1900$ kg; $P_2 = P_1 + P = 1900 + 1500 = 3400$ kg.

Протисили підпор $A$ та $B$ будуть:

$$A = \frac{P_2 \cdot b}{a+b} = \frac{3400 \cdot 50}{120} = \sim 1400 \text{ kg}; \quad B = P_2 - A = 2000 \text{ kg}.$$

Розбиваємо довжину осі на відтинки по 100 cm кожен та обчислюємо зокрема перерізи 1, 2, 3, ... та 1', 2', 3', ...

Гнучі моменти для перерізів 1, 2, 3 ... (беручи зліва) будуть:

1 — $1400 \cdot 10 = 14.000$ kgcm, 2 — 28.000 kgcm, 3 — 42.000 kgcm,
4 — 56.000 kgcm, 5 — 70.000 kgcm, 6 — 84.000 kgcm,
7 — 98.000 kgcm.

Гнучі моменти для перерізів 1', 2', 3' ..., беручи справа, будуть:

1 — $2000 \cdot 10$ kgcm, 2 — 40.000 kgcm, 3 — 60.000 kgcm,
4 — 80.000 kgcm, 5 — 100.000 kgcm.

З допомогою взору $M_b = \frac{1}{10} d^3 k_b$ знаходимо проміри

$d_1 = \sim 7$ cm, $d_2 = 8{,}9$, $d_3 = 10{,}2$, $d_4 = 11{,}2$, $d_5 = 12$, $d_6 = 12{,}8$,
$d_7 = 13{,}5$, $d'_1 = 7{,}9$, $d'_2 = 10$, $d'_3 = 11{,}5$, $d'_4 = 12{,}6$, $d'_5 = 13{,}5$.

З допомогою взору (42) знайдемо співкратність $\frac{l}{d}$ між довжиною та проміром бігуна $B$:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0{,}2 \cdot 400}{12}} = \sim 2{,}57.$$

Беремо $\frac{l}{d} = 2{,}5$. Зі взору (41) знаходимо $d$ і $l$ для бігуна $B$:

$2000 = 12 \cdot 2{,}5\, d^2$, звідки $d = \sim 8{,}2$ cm, $l = 8{,}2 \cdot 2{,}5 = 20{,}5$ cm.

Виміри бігуна $A$ беремо такі самі, хоч він і менше обтяжений.

Перевірка грубини осі на відстані 10,25 cm (переріз $x$) від середини бігуна (точка $B$) дає:

$$d_x^3 = \frac{2000 \cdot \frac{l}{2} \cdot 10}{400} = 512, \text{ звідки } d_x = 8 \text{ cm},$$

отже 8,2 cm вистарчає з горою.

Поздовжньому перерізові осі надають простолінійну (стіжковату) форму, а не криволінійну, як це виходить із обчислення.

Приклад V. Обчислити грубину валу розгалужниці, що передає 40 *PH* та робить на мінуту $n = 200$ оборотів.

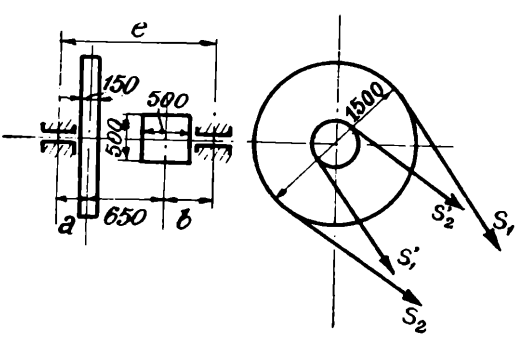
Закрутний момент $M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 14324$ kgcm.

Беручи безпечне напруження $k_d = 120$ kg/cm², дістанемо промір $14324 = \frac{1}{5} d^3 k_d$, звідки $d^3 = 600$ і $d = 8{,}4$ cm $= \sim 85$ mm.

Зі взору (56) $d = 12 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$ дістанемо $d = 80$ mm.

Беремо перший вислід $d = 85$ mm.

Приклад VI. Обчислити вал розгалужниці (рис. 94), що передає $N = 40$ коней і робить на мінуту $n = 240$ оборотів. Зложене напруження не повинно бути більше за 550 kg/cm². Додаткові дані: $S_1 + S_2 = 450$ kg, $S'_1 + S'_2 = 1350$ kg, $a = 550$ mm, $b = 400$ mm, $e = 1600$ mm; вага лівого колеса 150 kg, правого — 100 kg.



(рис. 94)

Сила тиску на правий бігун, рахуючи лише натяг пасів, буде

$$P_1 = \frac{450 \cdot 55 + 1350 \cdot 120}{160} = \sim 1150 \text{ kg}.$$

Сила тиску на лівий бігун буде

$$P_2 = 450 + 1350 - 1150 = 650 \text{ kg}.$$

Сила тиску на правий бігун від ваги коліс буде $Q_1 = \frac{150 \cdot 55 + 100 \cdot 120}{160} = 125$ kg.

Сила тиску на лівий бігун від ваги коліс буде $Q_2 = 150 + 100 - 125 = 125$ kg.

Вислідний тиск на правім бігуні буде приближно 1250 kg, на лівім — 750 kg. Найбільший гнучий момент приходиться на переріз, обтяжений правим колесом; величина цього моменту буде

$$M_b = 1250 \cdot 40 = 50.000 \text{ kgcm}.$$

Закрутний момент рівняється

$$M_d = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 71620 \cdot \frac{40}{240} = \sim 12.000 \text{ kgcm.}$$

Звідци зложений момент буде

$$M_{bl} = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha_0 M_d)^2};\ \alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3\, k_s} = \sim 1;$$

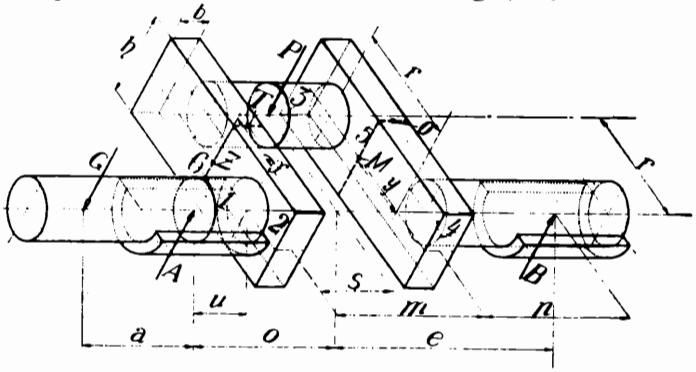
$$M_b = 0{,}35 \cdot 50.000 + 0{,}65 \sqrt{50.000^2 + 12.000^2} = 0{,}35 \cdot 50.000 + 0{,}65 \cdot 51400 = \sim 51.000 \text{ kgcm,}$$

звідки $\frac{1}{10} d^3 k_{bl} = 51.000$, $d^3 = \frac{51.000 \cdot 10}{550} = 930$, $d = \sim 100$ mm.

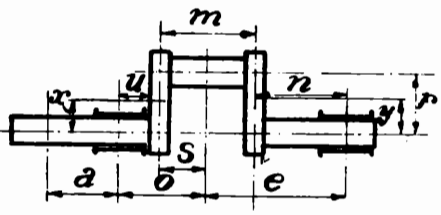
Як би той самий вал обчислювати тільки на кручення, то прийнявши безпечне напруження $k_d = 120$ kg/cm², дістали б

$$12.000 = \frac{1}{5} d^3 \cdot 120;\ \text{звідки } d^3 = 500 \text{ і } d = 80 \text{ mm.}$$

Приклад VII. Обчислити колінчастий вал (рис. 95 a, b і 96), обтяжений розгоновим колесом $G = 2000$ kg (вагу й натяг пасу розгонича за-для простоти приймаємо направленими сторч до рисунку) і тиском толока $P = \pm 5000$ kg, направленим теж сторч до рисунку (рис. 95 b і 96). Промінь вітряниці $r = 200$ mm. Між правим ложиськом і раменом вітряниці треба залишити місце для відосередника завширш-




(рис. 95 a)




(рис. 95 b)

шки в 175 mm. Зложене напруження $k_{bl} \leqq 500$ kg/cm², $w \leqq 40.000$, кількість оборотів на мінуту $n = 120$.

Згідно з відзначеннями на рис. 95 a, b, протисили підпор $A$ і $B$ для того положення, коли $P$ направлене вниз, будуть:

$$A = \frac{G(a + o + e) + Pe}{o + e}, \quad B = \frac{Po - Ga}{o + e};$$

коли $P$ направлене до-гори,

$$A = \frac{G(a + o + e) - Pe}{o + e}, \quad B = -\frac{Po + Ga}{o + e}.$$

Якщо робота машини передається вся через розгонове колесо, то поодинокі перерізи колінчастого валу знаходяться під такими обтяжами:

1 — гнуття й кручення: $M_b = Ga$, $M_d = Pr$.

$$\frac{1}{10} d_1^3 k_{bl} = 0{,}35\ Ga + 0{,}65 \sqrt{(Ga)^2 + (Pr)^2}.$$

2 — гнуття й кручення: $M_b = G(a + u) - Au$, $M_d = Pr$.

3 — гнуття й кручення: $M_b = Be$, $M_d = Br$.

4 — гнуття: $M_b = B(n - 0{,}5\, b)$.

5. a) — гнуття й кручення. Для точки $O$ в середині вужчого краю поперечного перерізу рамена матимемо

$$\frac{1}{6} b h^2 k_b = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{3}{2} \alpha_0 M_d\right)^2},$$

де $M_b = By$ досягає найбільшого значіння при $y = r$, себто $M_{bmax} = Br$; $M_d = Bn$.

b) — кручення в точці $M$ по-середині ширшого краю рамена

$$\frac{2}{9} h b^2 k_d = Bn \text{ (взір XXXV)}.$$

6. a) — гнуття й кручення в точці $T$ по-середині вужчого краю рамена

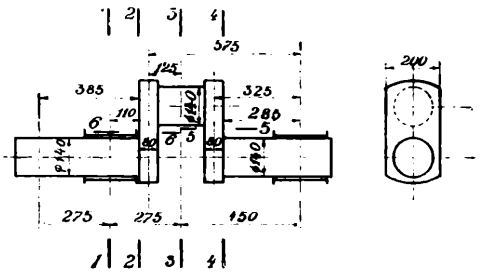
$$\frac{1}{6} b h^2 k_b = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + \left(\frac{3}{2} \alpha_0 M_d\right)^2},$$

де $M_b = Bx + P(r - x)$ досягає найбільшої величини при $x = 0$, себто $M_{bmax} = Pr$; $M_d = B(m + n) - Ps$.

b) — кручення в точці $Z$ по-середині ширшого краю рамена

$$\frac{2}{9} h\, b^2\, k_d = B(m+n) - Ps.$$

Переходячи відтак до числових даних і до конкретного обчислення вимірів валу, мусимо на-сам-перед визначити хоча би приблизно відстані поміж даними силами і підпорними протисилами. Це потрібне нам для обчислення саме тих протисил. Можемо одначе піти й іншим шляхом і визначити собі наперед приблизну величину протисили підпори $A$; за-для цього можемо, напр., зробити досить правдоподібне припущення, що на підпору $A$ припадає коло $\frac{5}{6}(P+G)$.



(рис. 96)

Прийнявши відтак $k = 20$ kg/cm$^2$ та $l_1 = 1{,}5\, d_1$, дістанемо

$$d_1^2 = \frac{5000+2000}{20 \cdot 1{,}5} \cdot \frac{5}{6} = 195, \text{ звідки } d_1 = \sim 140 \text{ mm}, \; l_1 = \sim 220 \text{ mm}.$$

Маючи довжину ложиська $l_1$, можемо лекше зорієнтуватися в інших вимірах; приймаємо отже $a = 275$ mm, $o = 275$ mm, $e = 450$ mm.

Після цього робимо перевірку протисили $A$:

$$A_1 = \frac{2000\,(27{,}5+27{,}5+45) + 5000 \cdot 45}{27{,}5+45} = \sim 5870 \text{ kg}.$$

Це число майже цілком згоджується з прийнятим нами попереду

$$A = \frac{5}{6}(G+P) = 5830 \text{ kg}.$$

Знаходимо протисилу тієї ж підпори для того випадку, коли сила $P$ має протилежний напрям:

$$A_2 = \frac{2000 \cdot (27{,}5+27{,}5+45) - 5000 \cdot 45}{27{,}5+45} = -345 \text{ kg}.$$

Протисили підпори $B$ для обох випадків будуть:

$$B_1 = 5000 + 2000 - 5900 = 1100 \text{ kg};$$
$$B_2 = 2000 + 345 - 5000 = -2655 \text{ kg}.$$

Після цього остаточно встановлюємо поодинокі виміри валу. Отже $a = \frac{220}{2} + \frac{i}{2}$ ($i$ — довжина колодиці розгонича), $i = 2(275 - 110) = 330$ mm; $o = \frac{220}{2} +$ (ширина $b$ рамена вітряниці) $+$ (половина довжини вітряничного бігуна) $+$ (заплічок рамена).

Беремо $b = 0{,}6\ d_1 = \sim 80$ mm; довжину вітряничного бігуна $= 160$ mm; довжину заплічка $= 5$ mm; після цього $o = 110 + 80 + 80 + 5 = 275$ mm;

$$e = \frac{220}{2} + 85 + 80 + 175 \text{ (це дано в умові)} = 450 \text{ mm}.$$

Залишається перевірити напруження в зазначених попереду перерізах:

Переріз 1:

$$M_b = Ga = 2000 \cdot 27{,}5 = 55.000 \text{ kgcm};$$
$$M_d = Pr = 5000 \cdot 20 = 100.000 \text{ kgcm};$$
$$\frac{1}{10} d^3 k_{bl} = 0{,}35 \cdot 55.000 + 0{,}65 \sqrt{55.000^2 + 100.000^2} = \sim 19.000 + 74.000 = 93.000 \text{ kgcm};$$
$$d = 14 \text{ cm}, \quad k_{bl} = \frac{93.000 \cdot 10}{14^3} = \sim 340 \text{ kg/cm}^2 < 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Переріз 2:

$$M_b = G(a + u) - A_2 u = 2000 \cdot 38{,}5 + 350 \cdot 11 = \sim 81.000 \text{ kgcm};$$
$$M_d = Pr = 100.000 \text{ kgcm};$$
$$\frac{1}{10} \cdot 14^3 \cdot k_{bl} = 0{,}35 \cdot 81.000 + 0{,}65 \cdot \sqrt{81.000^2 + 100.000^2} = 28.000 + 84.000 = 112.000 \text{ kgcm},$$
$$k_{bl} = \frac{112.000 \cdot 10}{14^3} = 410 \text{ kg/cm}^2 < 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Переріз 3:

$$M_b = B_2 e = 2650 \cdot 45 = 119.000 \text{ kgcm},$$
$$M_d = B_2 r = 2650 \cdot 20 = 53.000 \text{ kgcm},$$
$$\frac{1}{10} d^3 k_{bl} = 0{,}35 \cdot 119.000 + 0{,}65 \sqrt{119.000^2 + 53.000^2} = \sim 42.000 + 85.000 = 127.000 \text{ kgcm};$$
$$d = 14, \quad k_{bl} = \frac{127.000 \cdot 10}{14^3} = 450 \text{ kg/cm}^2 < 500.$$

Переріз 4:

$$M_b = B_2 \cdot 28{,}5 = 2650 \cdot 28{,}5 = 76.000 \text{ kgcm};$$

$$k_b = \frac{76.000 \cdot 10}{14^3} = \sim 280 \text{ kg/cm}^2 < 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Переріз 5a:

$$M_{bmax} = B_2 \cdot r = 2650 \cdot 20 = 53.000 \text{ kgcm};$$

$$M_d = B_2 \cdot 32{,}5 = \sim 86.000 \text{ kgcm};$$

$$\frac{1}{6} b h^2 k_b = 0{,}35 \cdot 53.000 + 0{,}65 \sqrt{53.000^2 + \left(\frac{3}{2} \cdot 86.000\right)^2} =$$

$$= \sim 19.000 + 91.000 = 110.000 \text{ kgcm}; \quad k_b = \frac{110.000 \cdot 6}{8 \cdot 20^2} = 206 \text{kg/cm}^2.$$

Переріз 5b:

$$M_d = 86.000 \text{ kgcm}; \quad \frac{2}{9} h b^2 k_d = 86.000;$$

$$k_d = \frac{86.000 \cdot 9}{2 \cdot 20 \cdot 8^2} = \sim 300 \text{ kg/cm}^2.$$

Переріз 6a:

$$M_b = Pr = 5000 \cdot 20 = 100.000 \text{ kgcm};$$

$$M_d = B(m + n) - Ps = 2650 \cdot 57{,}5 - 5000 \cdot 12{,}5 = 90.000 \text{ kgcm};$$

$$\frac{1}{6} b h^2 k_b = 0{,}35 \cdot 100.000 + 0{,}65 \sqrt{100.000^2 + \left(\frac{3}{2} 90.000\right)^2} =$$

$$= 145.000 \text{ kgcm};$$

$$k_b = \frac{145.000 \cdot 6}{8^2 \cdot 20} = 270 \text{ kg/cm}^2.$$

Переріз 6b:

$$M_d = 90.000 \text{ kgcm}; \quad \frac{2}{9} h b^2 k_d = 90.000;$$

$$k_d = \frac{90.000 \cdot 9}{2 \cdot 20 \cdot 8^2} = \sim 320 \text{ kg/cm}^2.$$

Перевірка лівого ложиська дає: $A = 5900$ kg.

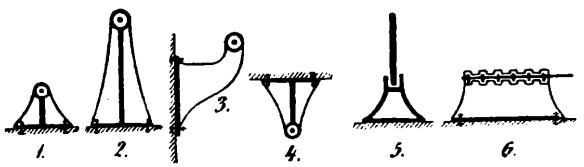
$$k = \frac{5900}{22 \cdot 14} = 19{,}2 \text{ kg/cm}^2;$$

$$w = \frac{P n}{l} = \frac{5900 \cdot 120}{22} = 32.000.$$

## III. Ложиська (вальниці).

Хоч тепер рідко коли доводиться будівничому робити нові ложиська, бо далеко ліпше й дешевше купувати їх у спеціяльних фірм, проте він повинен знати, з яких саме засад треба підходити до оцінки ложиськ.

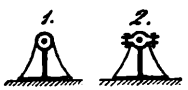
Ложиська служать за підпори до бігунів. Серед них треба розріжняти дві виразно відокремлені відміни: властиві ложиська та пятники. На рисунках 97—102 показано найбільш уживані форми їх:




(рис. 97—102)

1 — звичайне ложисько,
2 — стоякове ложисько,
3 — підсубійне ложисько,
4 — висле ложисько.
5 — звичайний пятник,
6 — обідчасте ложисько.

Окрім цього розріжняємо ложиська суцільні (рис. 103) та складані (рис. 104). Розглянемо тут лише останні. Складані ложиська мають ту перевагу перед суцільними, що їх можна підтягати й допасовувати. За-для цього вони рознімаються в площині, сторчовій до тиску на бігун. Головні складові частини ложиська такі: маточина, гніздище, накривка, шруби й наворочки; останні дві частини служать для прикручування і накривки, і самого ложиська.



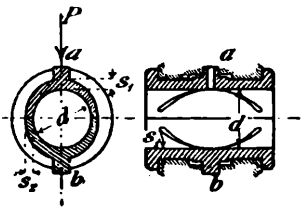

(рис. 103—104)

Виміри маточини повинні очевидно відповідати бігунові. Маточини роблять із гнідомідиці, жовтомідиці, чавуна; на великі маточини вживають чавун (зрідка ковуче залізо) з налитими в нім плісками з білого металу. Для розгалужниць уживають чавунних маточин; для великих скоростей та великих тисків теж чавунних маточин, але з біло-металевими пліскаами. Щодо грубини їх, то Бах радить робити гнідомідні та жовтомідні маточини (рис. 105) завгрубшки в

$$s_1 = \frac{d}{16} + 5 \text{ mm}. \qquad (57)$$

В напрямі бігунового тиску дають маточинам найбільшу грубину, маючи на увазі більше тертя в цім напрямі і залежний од цього більший ступінь зносу. Вайр (57) дає власне оцю найбільшу грубину. В напрямі, сторчовім до бігунового тиску, радить Бах брати грубину

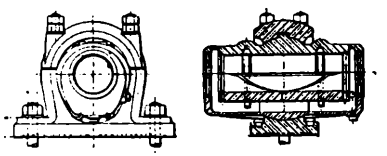
$$s_2 = \frac{d}{25} + 3 \text{ mm}. \qquad (58)$$



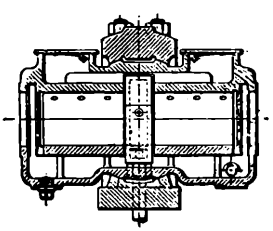
(рис. 105)

Маточини спираються на ложиська здебільшого тільки краями, середини ж їх залишаються необточеними і мають кругові прощілки. Чопи *a* та *b* додаються для того, щоб не дозволяти маточинам перекручуватися. Маточини мають одповідні рівчики для мазива.

Тепер уживають здебільшого автоматичного мазива з допомогою обручиків. Приклад такого способу показано на рисунку 106. Тут бачимо звичайне ложиська з кулясто обточеною чавунною маточиною (самоставна маточина). Спідня половина маточини знаходиться в закритій зі всіх боків мазниці. Два обручики висять на валу, плаваючи спідніми частинами в мазиві; примушені силою тертя обертатися під час руху разом із валом, вони захоплюють із собою мазиво й переносять його догори на вал. Відповідно поробленими рівчиками мазь розходиться по цілім ложиську і стікає з нього знов же таки до мазниці, звідки такою самою дорогою діставться догори, попадає на вал і т. д.

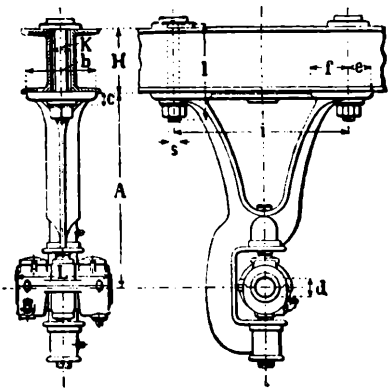

(рис. 106)

Від тільки що описаного ложиська, де обручики лежать вільно на валу й обертаються разом із ним під впливом тертя, відріжняються ложиська фірми Вільфель (Wülfel), що мають лишень один обручик, уміщений по-середині і примушуваний обертатись за валом тиском пружини (рис. 107).


(рис. 107)

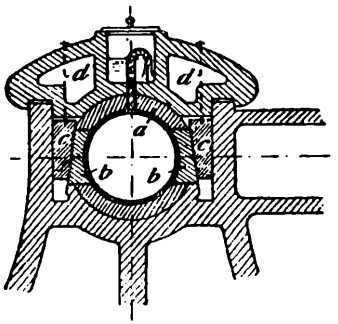
Кулясті обточки маточин дають їм можливість вільно обертатись в ріжні боки за рухами бігуна і самотужки пристосовуватись до його положень. Через те сила тиску на ложиську розкладається рівномірно по цілій довжині його, себто одиничний тиск випадає менший і ложиська менше зуживається.

Для розгалужниць дуже часто вживають ложиськ Селверса, і здебільшого у формі вислих (рис. 108). Окрім здібности самовстановлятися, ці ложиська мають ще й ту добру властивість, що їх можна з допомогою відповідної шруби підносити догори чи опускати вдолину і тим способом пристосовувати до укладу валу розгалужниці.



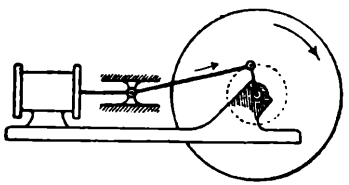

(рис. 108)

Де сила тиску бігуна міняє свій напрям, як, напр., в ложиськах колінчастих валів парових машин, там приходиться вживати многоскладних маточин. На рис. 109 показано таке ложисько. Підкручуючи шруби накривки й натискаючи таким чином на верхню маточину *a*, примушуємо її подаватися вниз і сильніше налягати на бігун; двома іншими шрубами переміщаємо клиння *c*, *c*, що натискають на бокові маточини *b*, *b*, і примушуємо останні подаватися в поземім напрямі. Спідню маточину залишають звичайно нерухомою.




(рис. 109)

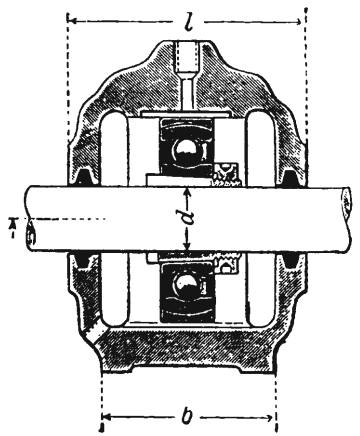
В малих парових машинах ложиська складаються здебільшого з двох частин, розділених не поземою, а похилою площиною, під кутом 45°, а робиться це тому, що тут найбільший тиск на ложисько не йде доземо (рис. 110).



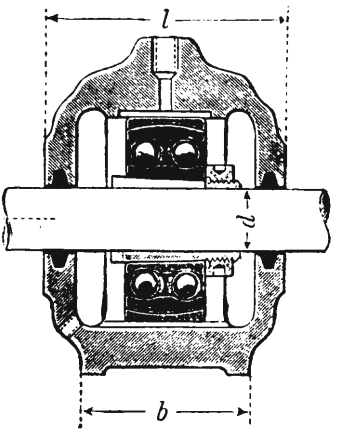
(рис. 110)

Наостанці згадаємо ще про кулькові ложиська (рис. 111 і 112), що порівнюючи зі звичайними дають значно менше тертя. Але за-для цього вони повинні бути зроблені докладно і з добірного матеріялу; самі кульки повинні бути з найкращого сталевого лива, добре загартовані і мати дуже гладку поверхню. Кулькові ложиська поширюються тепер за що раз більше. Спершу вживали їх лишень у самокатках (велосипедах, роверах) та самоходах (автомобілях), але тепер вони увійшли вже до ріжних інших галузей машинового будівництва, де й уживаються чи то у формі звичайних і

вислих ложиськ, чи у формі пятників. Вони мають ще ту перевагу перед звичайними ложиськами, що тертя в них майже не залежить од природи мазива й від його заничищення, що вони мають незначну довжину й не потрібують попереднього притирання і що нарешті однорядні ложиська мають досить велику здібність самовстановлятися відповідно до положень бігуна.




(рис. 111)




(рис. 112)

Згадаємо коротко ще й про коткові ложиська. Цих ложиськ уживали раніше лишень у мостах і подібних до того спорудах. Згодом стали їх уживати і в деяких галузях машинового будівництва, як, напр., для сильно обтяжених і дуже повільних валів. В цих ложиськах тертя може бути зменшене на 40—50 %, порівнюючи зі звичайними ложиськами, якщо тільки котки зроблені з доброї сталі й котяться по такій самій сталі.

## РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ.

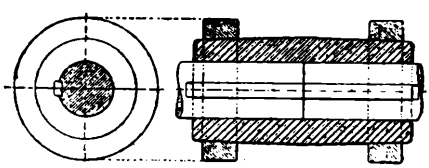
### ЛУЧНИКИ.

ВСТУП. Лучниками називаємо приладдя до сполучування двох валів. Осі обох валів лежать здебільшого в напрямі одної простої.

Всі можливі в будівельній практиці способи сполучення валів можна розбити на такі три відміни: 1 — сполучення глухі, коли злучені вали становлять наче одну цілість; 2 — сполучення рухомі, коли один вал може трохи переміщатися коло другого, чи то в напрямі спільної осі, чи в напрямі поперечнім (такі переміщення повстають, напр., від зносу ложиськ та шийок); 3 — сполучення розчіпні, коли під час руху можна розлучати й злучати вали.

### I. Глухі лучники.

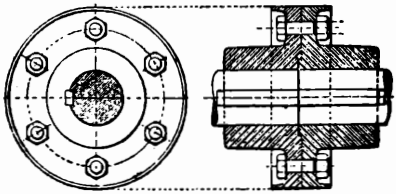
Найпростіший тип цієї відміни — це колодковий лучник (рис. 113). Він складається з чавунної колодиці, роздвоєної по-половині, та двох обручів із ковучого заліза. Ці обручі набиваються на колодицю в розпеченім стані. Знадвірня поверхня колодиці має спусковату до обох кінців форму. Від поперечного пересування забезпечують колодицю сторожки на обох валах.



(рис. 113)

Крисатий лучник (рис. 114) часто вживається до важких валів. Він складається з двох чавунних колодиць із крисами, набитих на вали й заклинених там (найліпше набивати в гарячім стані, або під гідравлічним тиском). Щоб колодиці давали під час руху круглі обороти, себто щоб кожна точка колодиці оточувала круг надокола осі валу, треба їх обточувати пі-

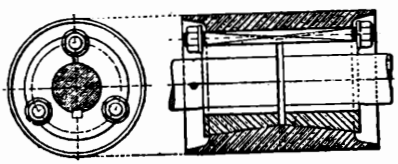
сля набиття на вал. Хиби цього лучника такі: всі ложиська, всі колеса та інші часті, що насаджуються на вал, повинні бути двійчастими. Окрім цього, для осягнення співосности валів одна з колодиць кожного лучника повинна мати осередковий виступ, а друга відповідний йому впад. Коли ж буває потрібно вилучити один зі сполучених валів, то приходиться переміщати в поздовжнім напрямі цілу частину валового сполучення принаймні на подвійну глибину впаду.



(рис. 114)

Шруби лучника треба обчислювати на гнуття, а не на зріз.

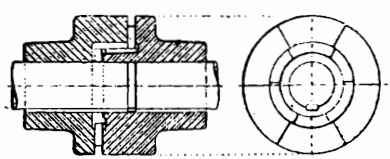
Лучник Селверса (рис. 115) складається з одної знадвірньої чавунної колодиці, розточеної в середині на два стіжки. В цю колодицю входять дві чавунні втулки з відповідно обточеними знадвірніми поверхнями. Кожна втулка має поздовжній проріз, а із середини розточена на-вібло й прилягає до валу. Обидві втулки стягуються трьома прогоничами і через те натискають на кінці валів. Для забезпечення від поперечного переміщення служать сторожки (на валу) і відповідні їм жолобки (на втулках). Проміри валових кінців можуть дещо ріжнитися один від одного. Цей лучник дається легко надягати й знімати. По середині колодиці робиться два вічка, одно проти одного, щоб можна було пильнувати за правильним укладом валових чіл.



(рис. 115)

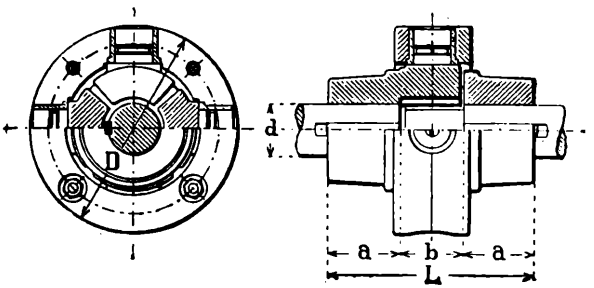
## II. Рухомі лучники.

Розсувний лучник (рис. 116) уживається здебільшого при довгих валах, що під впливом теплотних змін помітно видовжуються й вкорочуються і потрібують відповідного пристрою для вирівнювання їх довжини. Складається також із двох чавунних колодиць, міцно заклинених на кінцях валів; кожна з них має один зуб, що входить у відповідне гніздо другої колодиці. Розсувних лучників приходиться неминуче вживати і в таких, напр., випадках, коли один кі-



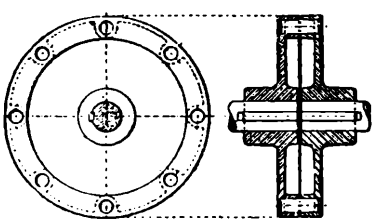
(рис. 116)

нець валового сполучення з яких небудь технічних причин мав сидіти в ложиську без жадного осьового переміщення в нім, а на другий, протилежний кінець набито стіжкове палечне колесо, або стіжковий лучник, або щось подібне до цього, що також не повинні переміщатися в поздовжнім напрямі. Та навіть і в тім разі, коли поздовжні переміщення д о в г и х валів допускаються, треба вживати розсувних лучників, щоб шийки валів не виходили зі своїх ложиськ і завсігди залишались на однім місці.




(рис. 117)

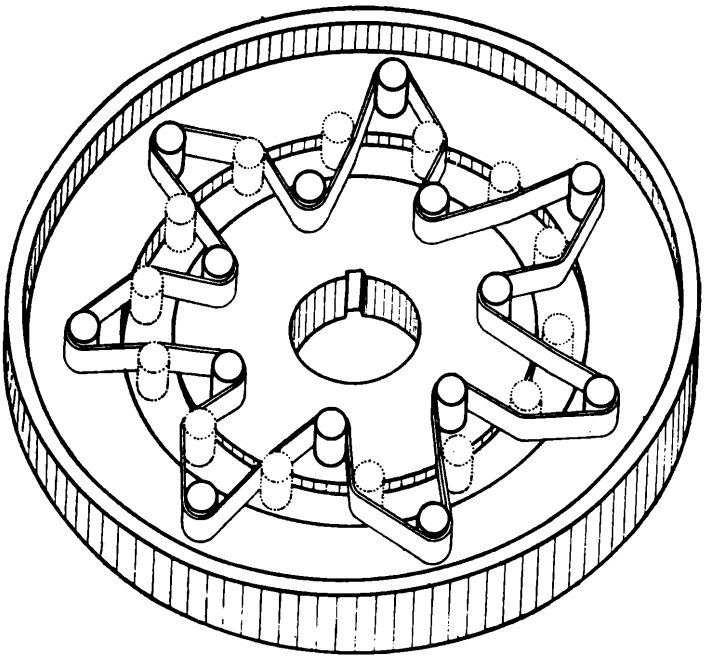
Коли треба сполучити два вали, що їх осі перетинаються під малим кутом (до 5°), то вживають так званих с х р е щ е н и х або с у г л о б н и х лучників (рис. 117).



(рис. 118)

На рис. 118 та 119 показано п р у ж и с т і лучники. Їх уживають у тих випадках, коли осі обох валів трохи розходяться (мимобіжні або рівнобіжні, не перетинаються), або коли цього можна сподіватися. Лучник (рис. 119) складається з двох чавунних колодиць із широкими крисами. До крис прироблено чопи, розташовані в скілька рядів, а поміж тих чопів напято пружисту ремінну стрічку. За цю стрічку чіпляють чопи другої колодиці і таким чином передається рух від одного валу до другого.

Лучник (рис. 119) складається з двох чавунних колодиць, так заклинених на валах, що на обводі залишається деякий прощілок. Для передачі руху служать пружисті прогоничі.

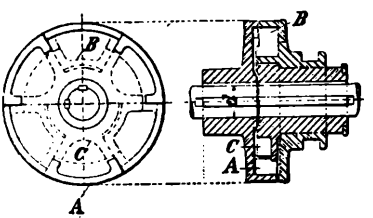


(рис. 119)

### III. Розчіпні лучники.

Розчіпні лучники бувають двох одмін: натискові, що працюють із допомогою тертя і можуть замикатися й розмикатися під час ходу, і такі, що замикаються й розмикаються лише під час спинення руху. З останніх найпростішу будову мають так звані замкові лучники: на кінцях валів сидять дві колодиці, одна з них заклинена, друга взята на сторожок і може пересуватися здовж валу. Кожна колодиця має скілька зубів і відповідних їм впадів. Хибою цього лучника є сторожок.

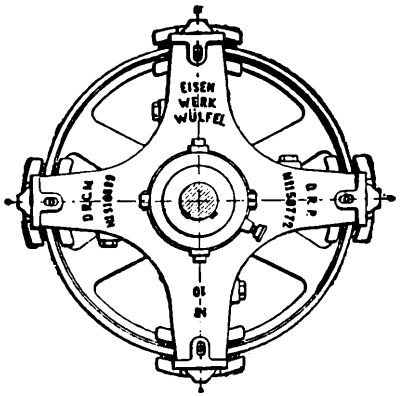
Цю хибу усунуто в лучнику Гільдебрандта (рис. 120), що складається з двох міцно заклинених колодиць $A$ і $C$ та пересувної колодиці $B$ з трьома зубами, що заходять у відповідні впади в колодицях $A$ і $C$ і зчіплюють їх.



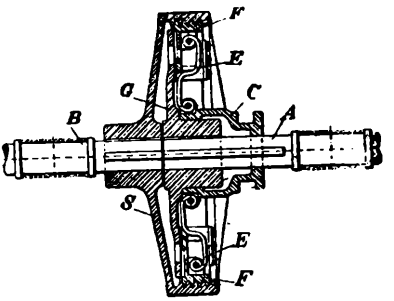

(рис. 120)

Щоб можна було лучити вали і

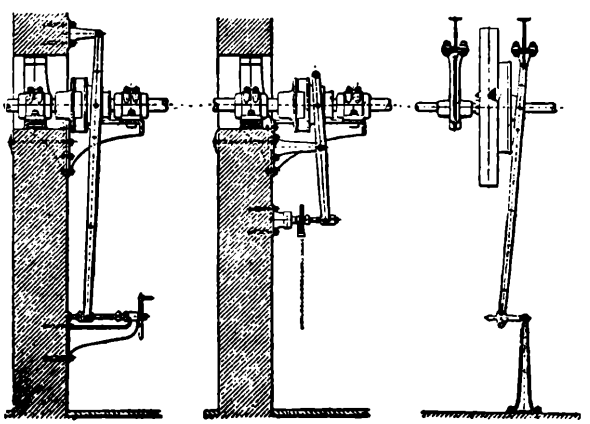
в тім разі, коли один із них знаходиться в спокою, а другий у русі користуються натисковими лучниками. Вони дають можливість досягати повільного сполучення. На рис. 121 показано такий лучник системи Гіля. Він працює так: на кінці порушного валу (рухомного, що приводиться в рух) заклинюється хрещата колодиця; на своїх раменах ця колодиця має стискові щелепи; останні роблять з дебільшого з чавуна та мають у середині накладні деревяні губи. Вінця другої колодиці, що сидить на кінці погонного валу (руходайного, що приводить у рух), заходять поміж щелепи першої і з обох боків затискаються в них. Від обабічного притиску не так сильно стираються деревяні накладки; окрім того, їх можна легко й швидко міняти, витрачаючи на це невеликі кошти.




(рис. 121)




(рис. 122)



(рис. 123, 124, 125)

Показаний на рис. 122 натисковий лучник системи Домен-Лебляна працює так: пересуваючи вліворуч здовж валу $A$ рухому колодицю $C$, переміщаємо цим рухом ключкоподібні пружини $E$; ці пружини підпирають собою чотири рухомі ковзанці $F$, що посуваються у відповідних сковзулях колодиці $G$, набитої на вал $A$. На своїй чоловій поверхні ковзанці вкриті рисками; під натиском пружин $E$ ковзанці притискаються до вінців набитої на рухомий вал $B$ колодиці $S$, вкритих такими самими рисками, і силою тертя примушують вал поволі переходити в рух. Щоб розчіпити лучник, досить одвести колодицю $C$ вправоруч.

Треба сказати, що є дуже багато ріжних систем лучників і докладний опис їх склався б на цілу книгу.

Кожний розсувний чи натисковий лучник потрібує для своєї праці відповідного розчіпника. Три форми таких розчіпників показано на рис. 123—125.

## РОЗДІЛ ПЯТИЙ.

## ПРИСТРОЇ ДЛЯ ПЕРЕДАЧІ КОЛОВОРОТНОГО РУХУ.

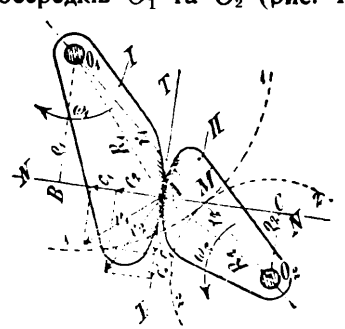
### І. Палечні колеса.

ВСТУП. Палечні колеса бувають трьох одмін: віблі, стіжкові і гіперболічні або шрубові, в залежності від того, чи передача руху відбувається між валами рівнобіжними, чи перехресними, чи мимобіжними.

Основною властивістю передачі руху палечними колесами є стала співкратність між кутовими скоростями обох валів; відповідно до цього основа кожного палечного колеса має завсігди викружену форму, а вісь його сходиться в одно з віссю відповідного валу.

#### 1. Загальні уваги щодо зазубу коліс.

Нехай два довільної форми тіла I та II обертаються надовкола осередків $O_1$ та $O_2$ (рис. 126) і в якийсь момент дотикаються один одного в точці $A$. Нехай тіло I порушується тілом II-им. Відзначмо кутову скорість тіла I через $\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60}$, кутову скорість тіла II через $\omega_2 = \frac{2\pi n_2}{60}$, де $n_1$ і $n_2$ є кількості оборотів на мінуту. $A$, яко точка тіла I, має скорість $v_1 = \omega_1 \cdot AO_1$, а яко точка тіла II, скорість $v_2 = \omega_2 \cdot AO_2$. Ці скорості мають напрями, сторчові до відстаней $O_1A$ та $O_2A$. Відзначмо ці відстані коротко через $R_1$ та $R_2$.



(рис. 126)

Нехай проста $NN$ є спільна сторчовина (нормаля), а $TT$ спільна дотична в точці $A$. Розкладім скорості $v_1$ та $v_2$ на відбочини:

одну в напрямі $NN$, другу в напрямі $TT$. Дістанемо від $v_1 - c_1$ та $c_1^1$, від $v_2 - c_2$ та $c_2^1$.

Відзначивши через $\varrho_1$ довжину сторчака (пряму) $O_1 B$, спущеного з осередку $O_1$ на $NN$, а через $\varrho_2$ — довжину сторчака $O_2 C$, дістанемо на підставі подібности трикутників, такі рівнократності:

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\varrho_1}{R_1} \text{ та } \frac{c_2}{v_2} = \frac{\varrho_2}{R_2},$$

звідки

$$c_1 = \frac{v_1}{R_1} \cdot \varrho_1 = \omega_1 \varrho_1 \text{ та } c_2 = \frac{v_2}{R_2} \cdot \varrho_2 = \omega_2 \varrho_2.$$

В даний момент обидва тіла дотикаються в точці $A$ і тому $c_1$ повинно рівнятися з $c_2$ ($c_1 = c_2$), бо $c_2$ могло б бути більше від $c_1$ лише тоді, коли б тіло II втиснулося в тіло I, а це для тих матеріялів, що їх звичайно вживаємо для палечних коліс (здебільшого чавун), неможлива річ; так само $c_2$ не може бути менше від $c_1$, бо тіло перше порушується тілом другим і тому не може мати швидчого руху. Лишається отже тільки єдина можливість, що $c_1 = c_2$, або

$$\omega_1 \varrho_1 = \omega_2 \varrho_2,$$

або

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\varrho_2}{\varrho_1}.$$

Пригадавши відтак, що основною властивістю палечних коліс є стала співкратність між кутовими скоростями обох валів, себто $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const}$, дістанемо

$$\frac{\varrho_2}{\varrho_1} = \text{const}.$$

З подібности трикутників $M B O_1$ та $M C O_2$ маємо

$$\frac{\varrho_2}{\varrho_1} = \frac{O_2 M}{O_1 M},$$

а тому й

$$\frac{O_2 M}{O_1 M} = \text{const} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \tag{59}$$

Цей взір визначає собою основний закон зазубу: спільна сторчовина двох дотичних боків ділить осередкову лінію $O_1 O_2$ на

части, відворотно рівнократні з кутовими скоростями, себто кожна сторчовина, що проходить через відповідну даній хвилі спільну точку дотику, перетинає осередкову лінію завсігди в тій самій точці $M$.

Круги $1M1$ та $2M2$, що проходять через точку $M$, називаємо **поділковими**; чому даємо таку назву, буде видко далі; проміння цих кругів одзначаємо через $r_1$ та $r_2$.

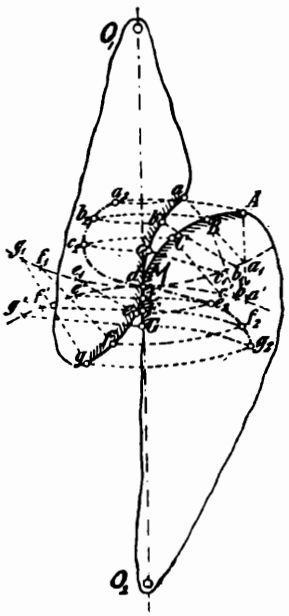
Закон зазубу можна ще й так висловити: кожна сторчовина в точці дотику двох зубів проходить завсігди через точку дотику поділкових кругів.

Обводову скорість на обох поділкових кругах дістаємо з рівнозворів

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\varrho_2}{\varrho_1} = \frac{O_2\,M}{O_1\,M} = \frac{r_2}{r_1},$$

відки виходить, що $\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, себто обводові скорості однакові.

## 2. Знаходження обрису.



(рис. 127)

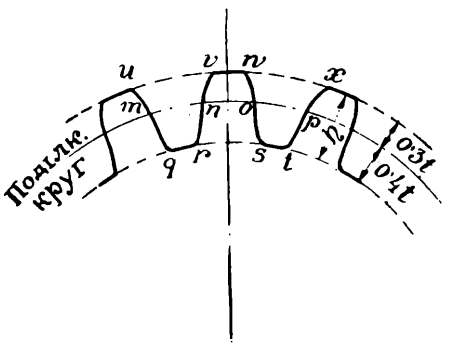
Частина тіла, що обертається довкола осі $O_1$, має обрис у формі лінії $a\,b\,c \ldots f\,g$ (рис. 127). Під час обороту точки цієї лінії одна по одній приходять у дотик із відповідними точками другого тіла, що обертається довкола осі $O_2$. Поділкові круги обох тіл дано. Треба знайти на другім тілі ті точки $A\,B\,C \ldots F\,G$, що під час обороту одна по одній стикаються з відповідними точками $(a — g)$ першого тіла.

Якась одна точка $d$ обрису $a — g$ знаходиться на поділковім кругі. На рисунку показано положення обох тіл у той момент, коли ця точка прийшла на осередкову лінію $O_1\,O_2$ в точку $M$. Згідно з основним законом зазубу, сторчовина в точці $d$ обрису $a — g$ проходить через точку $M$ дотику поділкових кругів і одночасово через точку $D$ обрису $A — G$, що його треба знайти. А що точка $d$ сходиться в цей момент із точкою $M$, то й точка $D$ сходиться тоді з точкою $M$, себто точки $d$ і $D$ стикаються на осередковій лінії. Тим знайдено одну точку $D$ обрису $A — G$ і місце, де точки $d$ і $D$ стикаються. Всі інші точки обрисів $a — g$ і $A — G$ стикаються не на осередковій лінії, а по-за нею.

Всамперед знайдемо ті місця, де саме стикаються $a$ з $A$, $b$ з $B$, $c$ з $C$ і т. д. Цей ряд точок відзначимо буквами $a_2$ $b_2$ $c_2 \ldots f_2$ $g_2$. Лінію $a_2 - g_2$ називають **лінією дотиків**. Знайдім місце, де стикається точка $g$ з $G$, себто точку $g_2$. Сторчовина в точці $g$ обрису $a - g$ має проходити через точку дотику $M$ поділкових кругів у той момент, коли $g$ стикається з $G$. Поставивши прям до обрису $a—g$ в точці $g$, знайдемо точку $g_1$ на поділковім крузі, де той прям перетне круг. Коли точка $g_1$ прийде на осередкову лінію, в той момент точка $g$ зійдеться з точкою $G$ в точці $g_2$. Значить, точка $g_2$ віддалена від $M$ на відстань $g\,g_1$. З другого боку точка $g_2$ лежить на крузі, описанім з точки $O_1$ промінем $O_1 g$. З цих двох умов знайдемо точку $g_2$. Так само знайдемо й усі інші точки $a_2$, $b_2$, $c_2 \ldots$ лінії дотиків.

Маючи точку $g_2$, знайдемо далі точку $G$ таким способом: по-перше, $G$ лежить на крузі, описанім з осередку $O_2$ промінем $O_2\,g_2$; по-друге, сторчовина в $G$ обрису $A—G$ проходить через точку $M$, коли $G$ стикається з $g$, а тоді $g_1$ сходиться з $M$; тоді ж саме з точкою $M$ сходиться й певна точка поділкового кругу $O_2 M$ (назвім її $\kappa^1$), що віддалена від $G$ на ту саму відстань $g\,g_1$. Знайдемо її. Поділкові круги $O_1 M$ і $O_2 M$ під час руху котяться один по однім, а це значить, що довжина луку $d\,g_1$ на крузі $O_1 M$ мусить рівнятися довжині $d\,g^1$ на крузі $O_2 M$. А тому, відклавши на поділковім крузі $O_2 M$ лук $d\,g^1 = d\,g_1$, дістанемо точку $g^1$. Зачеркнувши з точки $g^1$ лук промінем $g\,g_1$, а з точки $O_2$ лук промінем $O_2\,g_2$, знайдемо на перетині цих луків точку $G$. Подібним способом дістанемо й усі інші точки обрису $A—C$. Цей спосіб дав Рельо.

Кожен зуб колеса має два однаково обрисовані боки (рис. 128). Частину зуба, що виступає над поділковим кругом, називаємо **вершком** зуба; частину, що знаходиться під тим кругом, **корінем** зуба. Круг, що проходить через точки $u$, $v$, $w$, і називаємо **вершковим**, а круг, що проходить через точки $q$, $r$, $s$, $t$, — **корінним**. Відділення між двома сусідніми зубами (між двома найближчими однобічними обрисами), зміряне на поділковім крузі, себто $mo = np$, звемо **поділкою** й відзначаємо буквою $t$.



(рис. 128)

**Ширина межизубу** $op$ повинна бути трохи більша від грубини зуба $no$, щоб зуб мав деяку волю руху. Грубина зуба береться

звичайно завбільшки в $\frac{19}{40}\,t$, а ширина межизубу — в $\frac{21}{40}\,t$; це для необроблених зубів. Якщо ж зуби мають бути оброблені, то прощілок між ними може бути менший.

Щодо висоти зубів, то звичайно роблять їх заввишки в

$$h = 0{,}7\,t,$$

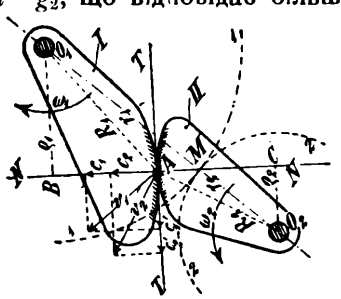
з чого на корінь приходиться $0{,}4\,t$, а на вершок $0{,}3\,t$.

Луки $a_1 - g_1$ та $a^1 - g^1$ поділкових кругів, що відповідають лінії дотиків $a_2 - g_2$, називаємо покотовими луками. Покотовий лук повинен бути щонайменше такий завбільшки, як поділка, бо інакше кожна пара зубів виходила б з дотику раніше, ніж друга, наступна пара ввійшла б у дотик. Від цього колеса стукали б. Щоб цього не було, роблять звичайно так, щоб покотовий лук був удвоє більший од поділки, або й ще більший. Тоді принаймні дві пари зубів знаходяться завсігди в дотику. Співкратність між покотовим луком та поділкою звемо тривалістю дотику.

Кожне з двох спарованих палечних коліс повинно мати цілком однакову, пристайну лінію дотиків, а також рівну завдовжки поділку. Колеса, що мають не тільки пристайні лінії дотиків, але ті лінії вкладаються симетрично обабіч осередкової лінії, називаємо заступними або збірними колесами.

## 3. Тиск і стирання зубів.

Тиск на зуб у поодиноких точках $a_2, b_2, c_2 \ldots$ має напрям спільних сторчовин $da_2, db_2, dc_2 \ldots$ Що менший кут між сторчовиною та осередковою лінією, то більший тиск припадає на зуб, якщо звичайно оборотовий момент той самий.*) А більший тиск на зуб викликає й більший тиск на вісь та ложисько. Таким чином, відтинок $d - g_2$, що відповідає більшим кутам і через те меншим тискам, вигідніший для осі й ложиська, ніж відтинок $d - a_2$.



(рис. 126)

Як видко з рис. 127, боки зубних вершків $d - A$ та $d - g$ працюють із боками корінів $d - a$ та $d - G$. Боки корінів завсігди коротші від боків вершко-

*) Якщо відзначити тиск на зуб через $P$, то оборотовий момент буде $P\varrho$ (рис. 126). Коли це стала величина, то зі зменшенням $\varrho$ збільшується $P$; а $\varrho$ зменшується разом зі зменшенням кута між $P$ та $O_1\,O_2$.

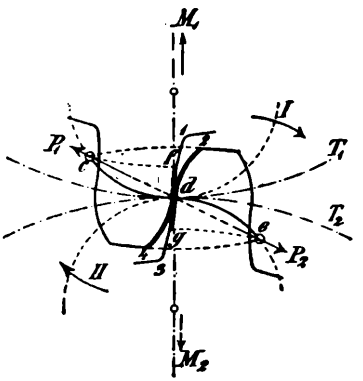
вих, і тому вони мусять ковзати одні по одних, а це сполучене з тертям і зносом їх. Для зносу міродайним чинником є ріжниця між довжинами обрисів вершка й коріня і тому в даній разі відтинок $d—g$ виходить менше сприятливим для роботи зубів, ніж відтинок $d—a$ (бо $dg—d\ G > dA—da$). Таким чином, найвигіднішим був би той обрис зуба, що дає найменший добуток із тиску на зуб та дороги ковзу.

## 4. Вибір лінії дотиків.

Лінія дотиків дає можливість одразу робити висновки щодо характеру тиску на зуб та зносу, тому на практиці визначають собі наперед не обриси зубів (як на рис. 127), а лінію дотиків. А що круг і просту найлекше рисувати, то їх і вибирають на лінії дотиків і дістають відповідно до першого випадку **циклоїдні зазуби**, відповідно до другого — **евольвентні зазуби**.

## 5. Циклоїдний зазуб.

Коли взяти за лінію дотиків круг, то бокові обриси зубів дістають форму циклоїд, що повстають од кочення кругу дотиків по поділковому крузі, вверху і в середині його. Круг дотиків звемо через те **покотовим** кругом. Лінії обрисів рисуємо так (див. рис. 129):

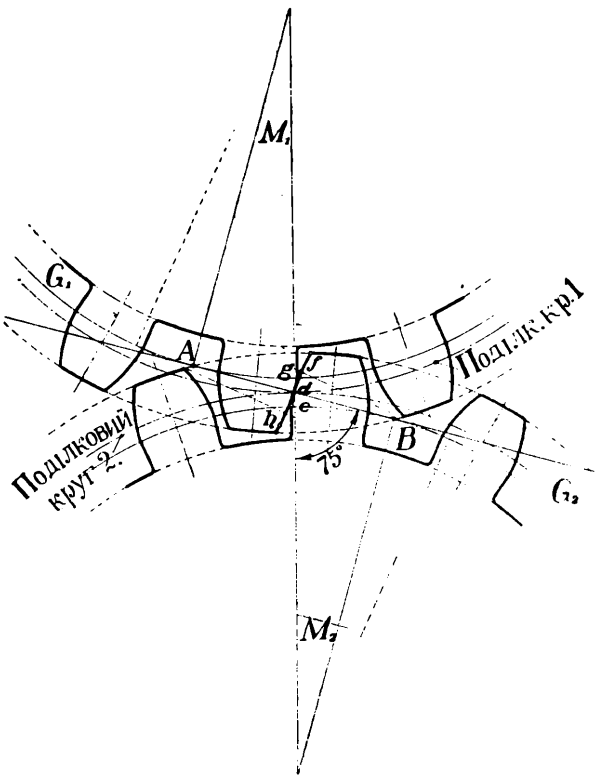


(рис. 129)

Коли котити покотовий круг $I$ по поділковому крузі $T_1$ в напрямі, означеним стрілкою, то точка $d$ зачеркне боковий обрис 1 коріня зуба колеса $M_1$; коли ж котити той самий круг по поділковому крузі $T_2$, то точка $d$ зачеркне боковий обрис 2 вершка зуба колеса $M_2$. Якщо після цього котити покотовий круг $II$ в напрямі, показаним другою стрілкою, спершу по покотовому крузі $T_1$, а потім по $T_2$, то від першого руху дістанемо боковий обрис 4 вершка зуба колеса $M_1$, а від другого — боковий обрис 3 коріня зуба колеса $M_2$. Щоб вирисувати повний зуб, відкладають грубину його, висоту коріня й вершка і відтак рисують другий обрис його, симетрично з першим обабіч середньої лінії зуба (Поділку $t$ обчислюють способом, даним в уступі 7).

Після цього вияснюють, яку величину має тиск на зуб, тривалість зазубу та сковз між зубами, і в разі потреби вибирають інші покотові круги й наново вирисовують обриси зубів. Довжину зазубу *cde* дістають, перетявши в *c* та *e* покотові круги вершковими кругами зубів. Робочі відтинки обрисів на коріннях зубів дістають, перетявши ці обриси в *f* та *g* кругами, описаними з точок $M_1$ та $M_2$ і проведеними через крайні точки *c* і *e* лінії дотиків. Робочі часті обрисів показано на рисунку грубшими лініями. Стрілки $P_1$ та $P_2$ означають крайні напрями тисків на зуби.

Малі покотові круги дають меншу дорогу сковзу, бо обрис коріння виходить тоді більший, але $P_1$ та $P_2$ випадають занадто великими, а крім того може статись, що й довжина лінії дотиків випаде замала. Треба запамятати собі, як правило, що всі чинники зазубу виходять здебільшого тоді найкращими, коли крайні напрями тисків $P_1$ та $P_2$ творять із лінією осередків кут 75°.



(рис. 130)

## 6. Евольвентний зазуб.

Коли лінія дотиків є проста, то обриси зубів мають тоді форму евольвенти. Лінію дотиків укладають здебільшого під кутом в 75° до лінії осередків. Обрис зуба вирисовують таким чином: описують із $M_1$ та $M_2$ (рис. 130) круги $G_1$ та $G_2$, дотичні до лінії дотиків у точках *A* і *B*. Ці круги називаємо основними. Розгортаючи просту *AB* на кругах $G_1$ та $G_2$, дістанемо обриси *edf* та *gdh*. Обриси корінів по-за основними кругами можна продовжувати в

напрямі променевому. Коли промінь одного з поділкових кругів безконечно великий, себто коли замість одного з коліс маємо зубчастий стрижень, то обриси його зубів простолінійні і сторчові до лінії дотиків.

## 7. Обчислення зубів.

Відзначмо через

$r$ cm — промінь поділкового кругу,
$t$ cm — поділку,
$b$ cm — ширину зуба,
$h$ cm — висоту зуба $= 0{,}7\,t$,
$s$ cm — грубину зуба здовж поділкового кругу,
$P$ kg — тиск на зуб,
$n$ — число оборотів на мінуту,
$N$ — кількість передаваних коней.

Якщо мати на увазі виключно міцність зуба, то умовою цієї міцности буде

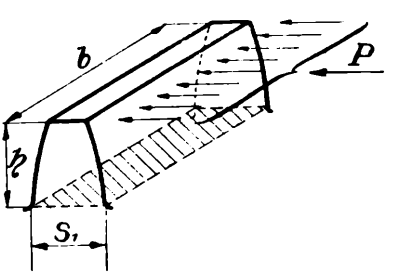
$$P = k\,b\,t,\text{*)} \tag{61}$$

де для співчинника $k$, в разі чавунних коліс, можна в середньому брати 21. Тут приймається, що $b \leqq 2\,t$. Якщо ж в яких небудь причин доводиться брати $b > 2\,t$, то $k$ треба тоді обчисляти зі взору

$$k \leqq 21 \cdot \frac{2\,t}{b}. \tag{62}$$

Коли, напр., $b = 4\,t$, то у взорі (61) треба впровадити $k \leqq 10{,}5$. В тім разі, коли стирання зубів може бути значним, як от у колесах розталужниць та погонових, себто в так званих робочих колесах, то

*) Цей взір виводиться так: сила $P$ (рис. 131) намагається відламати зуб коло підошви його гнучим моментом $Ph$. Момент відпорности зуба проти гнуття буде $\frac{1}{6}\,b\,s_1^2$. Якщо $k_b$ є безпечне напруження гнуття, то $Ph = \frac{1}{6}\,b\,s_1^2\,k_b$. З огляду на те, що здебільшого $h = 0{,}7\,t$, $s_1 = 0{,}55\,t$, замість остатньої рівности, матимемо $P \cdot 0{,}7\,t = \frac{1}{6}\,b\,(0{,}55\,t)^2\,k_b$, звідки $P = b\,t \cdot \frac{k_b}{14}$, або $P = b\,t\,k$, де $k = \frac{k_b}{14}$.



(рис. 131)

міродайним чинником для обчислення зубів уже не може бути одна лишень міцність їх. В таких випадках, згідно з думкою Баха, беруть для $k$ величину, що випадає зі взору

$$k = 20 - \sqrt{n}, \tag{63}$$

якщо обидва колеса чавунні. Тут $n$ означає число оборотів на мінуту відповідного колеса. Напр., для $n = 196$, виходить $k = 6$.

Якщо зуби одного колеса деревяні, а другого чавунні, то для $k$ треба брати приблизно 0,4—0,5 того, що дає взір (63).

Для евольвентних зазубів береться $k$, оскільки можна, ще менше.

Коли зуби мають бути дуже добре оброблені та буде відповідний догляд за колесами й належними до них ложиськами, то Бах радить брати

$$k = 20 - \frac{1}{2}\sqrt{n}, \tag{64}$$

як для чавунних, так і для деревяних зубів.

Якщо, замість тиску на зуб, дано оборотовий момент $M$ в kgcm, то $t$ обчислюємо зі взору

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi \cdot z \cdot k} \cdot M}\ ^{*}) \tag{65}$$

Якщо ж передача задана кількістю коней $N$ та кількістю $n$ обертів колеса на мінуту, то

$$t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{\psi\, z\, k} \cdot \frac{N}{n}}.\ ^{**}) \tag{66}$$

---

*) Виходимо зі взору $P = b\,t\,k$, заступивши в нім $P$ через $M$. За-для цього беремо $\frac{P\,D}{2} = M$, звідки $P = \frac{2\,M}{D}$; $\pi\,D = t\,z$, де $z$ означає кількість зубів на колесі; звідси $D = \frac{t\,z}{\pi}$; $b = \psi\,t$, а тому $\frac{2\,M\,\pi}{t\,z} = \psi\,t^2\,k$, звідки

$$t = \sqrt[3]{\frac{2\pi}{\psi\, z\, k}\ M}.$$

**) Виводимо зі взору $P = b\,t\,k$. За-для цього беремо взірець $\frac{Pv}{100.75} = N$, де $v$ — обводова скорість в cm; $v = \frac{\pi\,D\,n}{60} = \frac{z\,t\,n}{60}$; $b = \psi\,t$. Взявши це на увагу, дістанемо $\frac{N\,.\,100\,.\,75\,.\,60}{z\,t\,n} = \psi\,t^2\,k$, звідки $t = 10\sqrt[3]{\frac{450}{\psi\, z\, k}\ \frac{N}{n}}$.

У взорах (65) та (66) $z$ означає кількість зубів, а $\psi$ — співкрать $\frac{b}{t}$, як це вже й показано в підуваві.

Ширина $b$ зубів береться:
для палечних коліс тяжників і взагалі силових коліс $b = 2\,t$,
для звичайних коліс розгалужниць $b = 2\,t$ до $3\,t$,
для дуже обтяжених погонових коліс $b = 3\,t$ до $5\,t$.

Кількість зубів для силових коліс береться не менша від 10 до 12, для погонових коліс не менша від 24 до 36. Що більше зубів, то спокійніший хід.

Число передачі повинно бути, оскільки можливо, цілим: 2 : 1, 3 : 1, 4 : 1, 5 : 1, . . . Для коліс тяжників це число не беруть більшим від 10 : 1; для погонових коліс — не далі 5 : 1 до 7 : 1; в разі великого числа оборотів беруть не більше 5 : 1, бо інакше умови зазубу виходять дуже некорисними. Коли тиск на зуби періодично міняється, то вибирають передачу 2 : 3, 2 : 5, або 3 : 4, 3 : 5, або напр. 29 : 45, 23 : 48.

## 8. Вибір лінії дотиків.

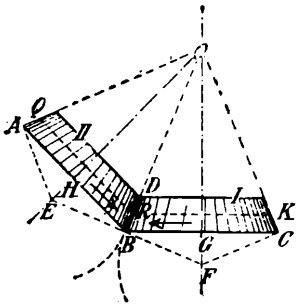
Евольвентний зазуб простіший і лекше його виконувати, ніж циклоїдний; окрім того, він правильно працює навіть тоді, коли віддалення між осями коліс не рівняється зі сумою промінів поділкових кругів. Через те цього зазубу треба вживати в паровозах зубчастих шлівниць, у вальцовнях, в перемінних колесах токарок, то що. Але з другого боку циклоїдний зазуб має ту перевагу перед евольвентним, що в нім одиничний тиск на зуби випадає менший, а тому ті зуби не так стираються і довше працюють. Та проте вживання циклоїдного зазубу все більше зменшується, якщо порівняти з тим, як було раніше.

## 9. Особливі форми зубів.

а) Стіжкові колеса. В цих колесах зуби мають не брускову (призматичну), а спусковату форму. Тут, замість двох вібел, котяться один по одному два стяті стіжки I та II (рис. 132), що їх осі $OH$ та $OG$ перетинаються в точці $O$. Зуби обох стіжків витончуються в напрямі до цієї точки.

Зуби стіжкових коліс вирисовують звичайно таким приблизним способом: рисують додаткові стіжки $EAB$ та $FBC$, так щоб їх творчі $AB$ та $FB$ йшли сторч до творчої $OB$ основних стіжків; відтак роз-

гортають додаткові стіжки в площині рисунку, описуючи для цього надокола $E$ та $F$ круги промінями $EB$ та $FB$. Ці круги приймають за поділкові круги двох віблих коліс. Поділка відкладається, очевидна річ, на дійсних поділкових кругах $AB$ та $BC$. Обчислювати ж її треба із середніх поділкових кругів $QR$ та $RK$. Для стіжкових коліс уживають евольвентних і циклоїдних зазубів.



(рис. 132)

b) Віблі колеса з косими та кутовими зубами. Зуби сидять на основнім віблі косо, як нарізь на шрубі, а в так званих стрільчастих колесах сходяться по-середині вібла під кутом, тому й називаємо їх кутовими. Колеса з такими зубами відзначаються довготриралим зазубом, а через те й спокійним ходом; опріч цього їх зуби мають велику міцність, порівнюючи зі звичайними зубами. В стрільчастих колесах немає зовсім осьового тиску від зазубу.

Коли уявимо собі в такім колесі перерів, сторчовий до його осі, то побачимо там звичайну картину зазубу віблих коліс. Для можливости й зручности формування косозубних коліс, кути нахилу їх зубів до осі колеса не повинні переходити за певну норму; остання залежить од проміру колеса.

c) Слимак і слимакове колесо. Осьовий переріз слимака має вигляд зубчастого стрижня, а середній переріз (сторчовий до осі) слимакового колеса — вигляд віблого колеса. Для них найкраще вживати евольвентного зазубу.

d) Гіперболічні колеса (для мимобіжних осей, що проходять одна під другою під ріжними кутами). Основною формою цих коліс є викружений гіперболоїд. Виріб їх обходиться дорого; передача відбувається зі значним тертям, а тому колеса швидко стираються. Найбільше остання обставина спричиняється до того, що ці колеса не мають широкого вжитку в машиновім будівництві. Їх уживають лише для передачі руху.

e) Некруглих коліс уживають лишень у формі віблих коліс у тих випадках, коли треба мати мінливу кутову скорість. Але й ці колеса служать здебільшого тільки для передачі руху і тому так само мають невеличке значіння в машиновім будівництві.

## II. Натискові колеса.

Ободи цих коліс не мають жадних зубів. Рух од колеса на колесо передається з допомогою тертя між ними, а тертя це повстає

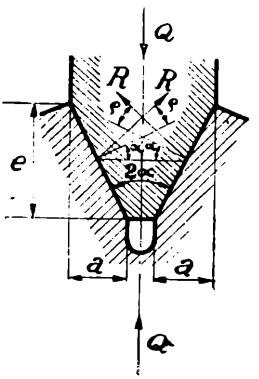
від обопільного натиску між колесами. Коли відзначити через $Q$ силу цього натиску в kg. через $P$ обводову силу, що її треба передати, через $\mu$ — співчинник тертя, то матимемо:

1 — для віблих натискових коліс

$$P \leqq \mu\, Q, \qquad (67)$$

2 — для стіжкових коліс із кутом стіжкового гнізда в $2\alpha$ (рис. 133)

$$P \leqq Q \cdot \frac{\mu}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}\text{*)} \qquad (68)$$

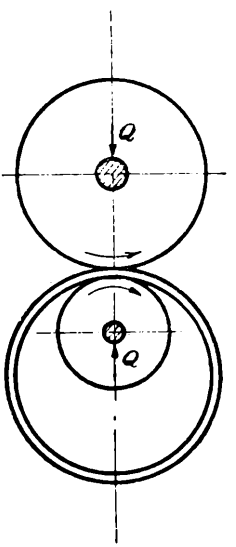


(рис. 133)

В другім разі потрібна менша сила натиску ($Q$), ніж у першім. Глибину $e$ лійки роблять не більшу від 10—15 cm, бо інакше натискові поверхні сильно стираються, а часом повстає й сильний нагрів їх.

В суті речі натискові колеса є не що інше, як натискові лучники, але в кожнім разі лучники дуже недосконалі. Їх уживають хіба тільки там, де через що небудь не можна дати звичайної палечної, пасової чи линвової передачі, або де треба мати можливість у кожну хвилю швидко й легко лучити та розлучати вали.

В передачі Стевенса, що складається з віблих натискових коліс, дається між колеса кільце з ремінного пасу; це кільце обіймає собою менше колесо і має промір більший од проміру того колеса (рис. 134).



(рис. 134)

### Обід, колодиця й рамена палечних коліс.

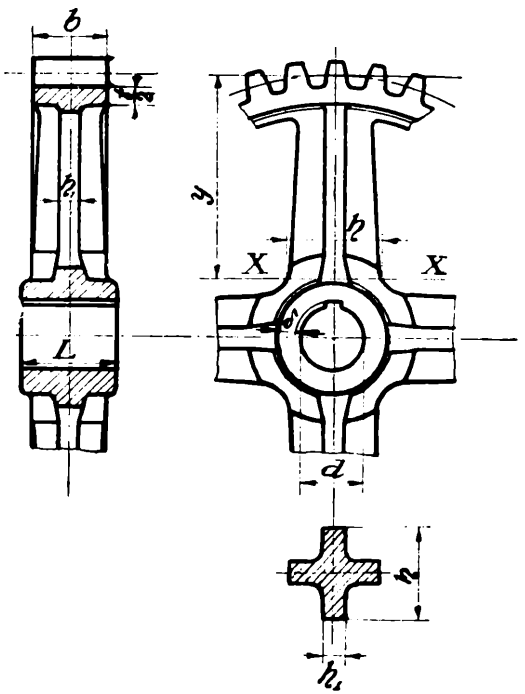
Обід палечного колеса робиться звичайно наґрубшки в $0{,}5\,t$ (рис. 135). Грубину колодиці в місці, ослабленім клиновим жолобком, обчислюють із допомогою взірця

*) Цей взір виводимо так: $Q = 2R\sin(\alpha+\varrho)$, де $\varrho$ — є кут тертя ($\operatorname{tg}\varrho = \mu$); відбочина сили $R$, сторчова до поверхні стіжка, є $R\cos\varrho$; ця сила викликає тертя $\mu R\cos\varrho$, а тому $P = 2\mu R\cos\varrho = 2R\sin\varrho$, звідця

$$P = Q\cdot\frac{\sin\varrho}{\sin(\alpha+\varrho)} = Q\cdot\frac{\mu}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}.$$

$$\delta = \frac{1}{5}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm до } \frac{1}{4}\left(d_0 + \frac{d}{2}\right) + 1 \text{ cm}, \qquad (68a)$$

де $d$ означає промір виточини (діри) в колодиці, а значить і промір валу, а $d_0$ той промір валу (з литого чи спогрівного заліза), що виходить зі взору



(рис. 135)

$$M_d = P\,r = k_d \cdot \frac{1}{5} d_0^3.$$

Довжина колодиці береться в межах

$L = 1{,}2\,d - 1{,}5\,d$ і більше,

або $L \geqq b + 0{,}05\,r.$ (68b)

Треба памятати, що довша колодиця має перед коротшою ту перевагу, що більше забезпечує колесо від косої насадки його на вал під час заклинювання.

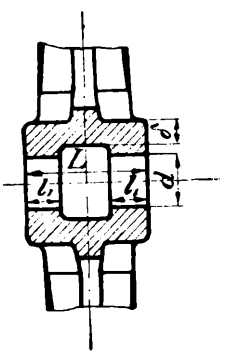
Довгі колодиці досить часто роблять пустотілими в середині (рис. 136). Довжина кожної обточеної части колодиці повинна бути

$$l_1 \geqq 0{,}5\,d. \qquad (68c)$$

Число рамен в суцільних колесах буває звичайно від 3 до 6. Зовсім малі колеса виливаються повнокружними. Для обчислення кількости $i$ рамен користуються взором

$$i = \frac{1}{7}\sqrt{D}, \qquad (68d)$$

де $D$ означає промір поділкового кругу в mm. Для складаних коліс $i = \frac{1}{8}\sqrt{D}$.



(рис. 136)

Ширину $h$ рамена обчислюємо, виходячи з гнучого моменту $Py$ і приймаючи, що цей момент обтяжує лише четверту частину всіх рамен. Від-

повідно до показаних на рисунку відзначень матимемо

$$Py = k_b \cdot \frac{i}{4} \cdot \frac{h_1 h^2}{6},$$

або взявши, як це звичайно робиться, $h_1 = \frac{h}{5}$, дістанемо

$$Py = k_b \cdot \frac{i}{120} \cdot h^3,$$

звідки

$$h = \sqrt[3]{\frac{120}{i k_b} \cdot Py}. \qquad (68c)$$

Ширина рамена при ободі береться завбільшки в $\frac{4}{5} h$.

Приклад. Обчислити палечні колеса для передачі $N = 150$ коней; числа оборотів коліс — $n_1 = 500$, $n_2 = 100$; $b = 3\,t$; $k_b = 450$ kg/cm$^2$.

На-сам-перед вибираємо кількість зубів для меншого колеса. Для погонових коліс (служать для передачі роботи й обертаються зі значною обводовою скорістю) кількість зубів не повинна бути менша від 24. Беремо це число. Для більшого колеса припадає таким чином $Z = 120$ зубів.

Маючи кількість зубів, можемо вже обчислити величину поділки:

$$t = 10 \sqrt[3]{\frac{150}{500} \cdot \frac{450}{3.24} \cdot \frac{14}{450}} = \sim 3{,}97 \text{ cm} = \sim 12{,}5\,\pi \text{ mm}.$$

Після цього обчислюємо проміри коліс:

$$\pi \cdot d = t \cdot z = 12{,}5\,\pi \cdot 24;\ d = 12{,}5 \cdot 24 = 300 \text{ mm};\ D = 300 \cdot 5 = 1500 \text{ mm}.$$

Ширина зуба $b = 3\,t = \sim 120$ mm; висота зуба $h = 0{,}7\,t = \sim 28$ mm. Приймаючи грубину зуба в коріні $s = 0{,}55\,t = 22$ mm (вона становить звичайно $0{,}55\,t - 0{,}65\,t$) і обчисливши силу тиску на зуб

$$P = \frac{N \cdot 75 \cdot 60 \cdot 100}{\pi \cdot d \cdot n} = \frac{150 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 100}{\pi \cdot 30 \cdot 500} = \sim 1440 \text{ kg},$$

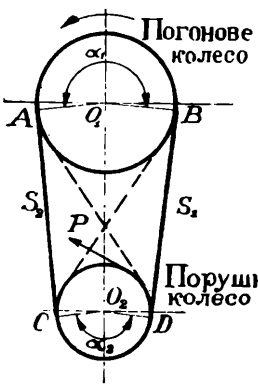
перевіримо гнуче напруження в коріні зуба:

$$P \cdot h = \frac{1}{6} \cdot b \cdot s^2 \cdot k_b, \text{ звідки } k_b = \frac{P\,h \cdot 6}{b\,s^2} = \frac{1440 \cdot 2{,}8 \cdot 6}{12 \cdot 2{,}2^2} = \sim 420 \text{ kg/cm}^2 < 450 \text{ kg/cm}^2.$$

## III. Погін пасами й тяглями.

### 1. Загальні уваги.

Хтівши передати з допомогою пасу чи якого небудь тягля (мотуза, линви, тощо) силу $P$ з одного колеса $O_1$ (рис. 137) на друге $O_2$, треба попереду той пас чи тягель так туго натягнути, щоб між ними й ободами коліс повстало потрібне для передачі тертя.



(рис. 137)

Якщо колесо $O_1$ обертається в показанім стрілкою напрямі, то частини $BD$ та $AC$ пасу чи тягля називаємо погоновою та порушною, або руходайною та рухомною, або нарешті тяговою та тягненою. Очевидна річ, що натяг $S_1$ в погоновій частині пасу повинен бути більший, як натяг $S_2$ в порушній частині, і саме на стільки, щоб

$$S_1 - S_2 = P.$$

Коли тертя на ободах коліс не досить велике, то паси й тяглі починають сковзти; це явище повстає швидче на меншім колесі $O_2$, бо тут пас обіймає менший лук ($\alpha_2 < \alpha_1$).

В перехрещених пасах (на рис. 137 ці паси показані уривчастою, пружкованою лінією) ободове тертя виходить більше, бо пас із тою самою силою натягу обіймає там більші луки. Але перехрещені паси дають відворотний напрям кружби. Їх уживають у виключних випадках.

Силу $P$ на ободі колеса, передавану пасом із поперечним перерізом $f$, можна звязати з тим перерізом таким взором

$$P = kf, \tag{69}$$

де $k$ означає величину, залежну від дозволеного напруження ременю на розтяг, від кута обхвату $\alpha_2$, від обводової скорости і нарешті від співчинника тертя між ремінем та колесом.

Сила натягу пасу чи тягля обтяжує обидва вали й викликає в них гнуття. Можна приймати, що в звичайних умовах праці та сила становить коло 3—4 $P$. Коли ж паси щойно натягнуто, або коли їх наново підтягнуто, то з огляду на сильніший натяг треба ту силу оцінювати вище, приблизно на 4—6 $P$.

В передачі руху ремінними пасами потрібний для того тиск на ободах коліс витворюється пружністю ременю, в передачі ж линвами (дротяними мотузами) той тиск витворюється власною вагою линви,

що має звичайно велику довжину й звисає на взір „вислої лінії". Можна ще третім способом викликати потрібний тиск — з допомогою напяльних коліщат.

Погін конопляними й бавовняними мотузами можна вважати за щось середнє між тільки що згаданими погонами, бо в них тиск на колеса витворюється почасти пружністю тих мотузів, а почасти вагою їх.

## 2. Погін пасами.

Паси роблять здебільшого з ременю; рідче з ґуми, балату, верблюжої шерсти та бавовни; рідко також уживають пасів зі сталевих стрічок. З цих причин поданий далі опис буде приточений у першу голову до ремінних пасів.

Ремінні паси треба робити з найліпшої волової похребетини (себто зі шкури, що покриває хребет). Коровяча шкура більш тендітна, благіша, а тому не має потрібної міцности. Так само й почеревина мало придатна для цієї мети і треба її уникати. З огляду на обмежену величину шкури поодинчий ремінний пас може мати найбільшу ширину в 400—500 mm і грубину в 4—8 mm. Можна одначе робити паси до 1200 mm завширшки і навіть ширші, але тоді треба підсилювати їх боковими підшивками. Коли грубина поодинчого пасу не вистарчає для передачі даної сили, то вживають подвійних пасів. Щодо сполучення пасових кінців до-купи, то ліпше їх склеювати та сшивати, ніж сполучати залізними замками-защіпками.

Для обчислення вимірів пасу, здатного передавати дану силу $P$, виходимо зі взору (69), але з огляду на те, що величина $k$ не може бути докладно визначена, то безпечний обтяж ременю приточують не до 1 $cm^2$ поперечного перерізу, а до 1 cm ширини пасу. Грубина ж пасу не береться на увагу, і найбільше через те, що паси з ліпшої похребетини завгрубшки в 0,5 cm (здебільшого) під час швидкого руху можуть видержувати такий самий обтяж, як менш однострайний боковий ремінь завгрубшки в 0,8—0,9 cm.

Для ремінних пасів можна користуватись такою таблицею безпечних обтяжів у kg на cm ширини паса.

| Промір пасового колеса в m | Скорість пасу в m/sec | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 3 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| 0,200 | 3 | 5 | 6 | 6,5 | 6,5 |
| 0,300 | 4 | 6 | 7,5 | 8,5 | 9 |
| 0,400 | 5 | 7 | 9 | 10 | 10,5 |

| Промір пасового колеса в m | Скорість пасу в m/sec | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 3 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| 0,500 | 6 | 9 | 10 | 11 | 11,5 |
| 1,000 | 9 | 11 | 13 | 14 | 14,5 |
| 2,000 | 11 | 13 | 14 | 15 | 15,5 |

Даними цієї таблиці треба користуватися в тім разі, коли паси повдинчі, відкриті, з доброї похребетини, а пасові колеса чавунні, напрям пасів приблизно поземий, відстань між валами досить велика і нарешті, коли погонова частина пасу йде низом, а порушна горою.

Для пасів подвійних радить Бах брати такі обтяжі:

| Промір пасового колеса в m | Скорість пасу в m/sec | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 3 | 10 | 20 | 30 | 40 |
| 0,500 | 7,5 | 10 | 12,5 | 13 | 13 |
| 1,000 | 9,5 | 13,5 | 17 | 18,5 | 18,5 |
| 2,000 | 11 | 16 | 20,5 | 22 | 22 |

Коли пас обтяжено значно сильніше від того, що дають ці таблиці, то в нім повстають надто високі напруження. Ці напруження викликають сталі видовження, і пас приходиться підтягувати; окрім того, в міру зросту напружень спадає пружність шкури, а це допроваджує до частого сковзу пасу по ободі колеса, особливо коли ще обтяж має мінливий характер.

Для перехрещених пасів треба подані в таблицях числа обтяжу зменшувати на 10–30 %, відповідно до відстані між валами та ширини пасів. Відстань між валами повинна бути принаймні в двадцять разів більша від ширини пасу. Коли паси широкі й порушуються з великою скорістю, то треба уникати перехрещення їх. Скорість пасів береться звичайно від 3 до 30 m/sec, рідко більше за 40 m/sec.

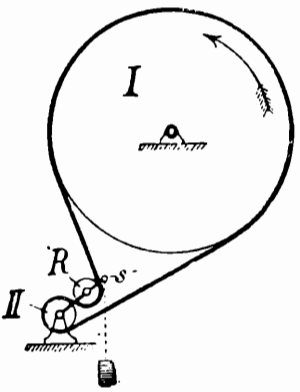
Для відкритих пасів треба держатися таких норм: промір погонового колеса не слід брати занадто малий, а яко мога $\geq 100\ s$, де $s$ означає грубину ременю. Співчинник передачі не повинен бути менший од $\frac{1}{5}$, бо тоді лук обхвату порушного колеса виходить занадто малий. Відстань між валами повинна бути коло 5—10 m, і в жаднім разі не більша за 15 m. Якщо віддалення між валами надто велике, то здебільшого буває вигідніше (дешевше) вживати, замість

пасового погону, передачі з допомогою бавовняних чи конопляних мотузів.

Згідно з дослідами Баха, паси гумові, балата та бавовняні можна обтяжувати силою

$$P = 8f - 10f.$$

Для пасів із верблюжої шерсти завгрубшки в 10—14 mm можна приймати 6—25 kg на 1 cm ширини.



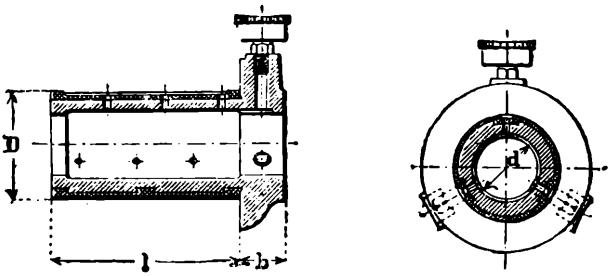
(рис. 138)

Коли треба мати ремінний погін між двома близькими валами, з великим передаточним числом і з укладом валів один над другим, то вживають напяльних коліщат. На рис. 138 показано схематично цей спосіб погону: I — погонове колесо, II — порушне колесо і $R$ напяльне коліща з натисковим тягарем. Напяльне коліща крутиться на осі, приміщеній в коромислі $s$, що само повертається коло осі порушного колеса II. Напяльне коліща значно збільшує лук обхвату малого пасового колеса, а пас буває завсігди майже однаково натягнутий, незалежно від того, чи він під час роботи вкорочується, чи видовжується. Треба ще до цього додати, що натяг порушної частини пасу виходить тут дуже малий, з тої власне причини, що значно збільшується кут обхвату, а через те натяг погонової части пасу мало чим відріжняється від обводової передаточної сили. Напяльні колеса дають можливість користуватися пасовим погоном із ріжними передаточними числами, а тому їх добре вживати для безпосереднього електричного погону до нешвидких машин, не потрібуючи користуватися для цього колесами палечними, слимаковими, тощо.

Напяльних коліщат уживають не тільки там, де треба мати велике передаточне число. Ними користуються також і для того, щоб зменшити надто великі напруження пасу та сильний тиск на вали. Напяльні коліщата дають отже можливість зменшувати витрату ременю.

Під час роботи не рідко буває потрібно застановляти пасові погони й знову пускати їх у рух; цього досягають головним чином з допомогою так званих ялових коліс. Ці колеса додаються здебільшого до порушних коліс, себто на порушнім валу сидять поруч два колеса — робоче і ялове. Колодиця ялового колеса крутиться на вільній втулці, що притинається до валу становими шрубами. Втулка має з одного кінця обідок, що держить ялове колесо в сталім положенні на валу. На рис. 139 показано таку втулку; вона може

бути або ціла чавунна, або покрита зверху пліскою з білого металу. Мажеться з допомогою мазнички Штауфера. Коли число оборотів велике, або коли ялове колесо крутиться під пасом довший час, то вживають втулок із коловоротним мазивом. В тім разі, коли пасове колесо має малі виміри і промір валу також невеликий, колодицю ялового колеса роблять так, що вона сама відграє ролю мазниці. Коли хотять, щоб разом із виключенням порушного валу (припиненням погону) переставав порушуватися й самий пас, то приміщують ялове колесо на погоновім валу, поруч із робочим колесом, що може собі вільно обертатися далі. Щоб можна було відтак легко й швидко




(рис. 139)

перевести пас з ялового колеса на робоче, перше з них насаджують не на самий вал, а на пришрубовану до ложиська втулку; окрім цього, сумежні вінця обох коліс повинні мати стіжкові заточки, що входять одна в одну. Хтівши включити пас, відповідним пристроєм пересувають ялове колесо в бік робочого, стіжкові заточки стикаються, від натиску повстає між ними тертя і з допомогою цього тертя робоче колесо захоплює за собою ялове, а разом із цим починає порушуватися і самий пас, після чого його легко переводять на робоче колесо.

Для надто широких пасів уживання ялових коліс не можна вважати за доцільне, бо від пересування пас дуже нівечиться і тим скорочується час його служби. В цім разі стають у пригоді натискові лучники, сполучені з пасовими колесами, або натисковий лучник у сполученні з пустотілим валом.

Приклад. Обчислити передачу ремінним пасом $N = 20$ коней від гонка, що дає $n_1 = 900$ оборотів, на вал, що робить $n_2 = 300$ оборотів на мінуту.

Приймаємо скорість пасу $v = 10$ m/sec; маючи цю скорість, обчислюємо передаточну силу

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{20 \cdot 75}{10} = 150 \text{ kg},$$

а також промір меншого колеса

$$v = \frac{D \pi n}{60}, \; D = \frac{v \cdot 60}{\pi n} = \frac{10 \cdot 60}{\pi \cdot 900} = \sim 0{,}2 \text{ m} = 200 \text{ mm}.$$

З таблиці на стор. 109 беремо для проміру $D = 200$ mm та скорости $v = 10$ m/sec співчинник $k = 5$. Після цього знаходимо ширину ременю

$$P = b\,k; \; 150 = b \cdot 5; \; b = 30 \text{ cm} = 300 \text{ mm}.$$

Ширина пасу в 300 mm є завелика для колеса з проміром у 200 mm, а тому беремо більшу скорість $v = 15$ m/sec.

Відповідна цій новій скорості передаточна сила буде

$$P = \frac{20 \cdot 75}{15} = 100 \text{ kg},$$

промір

$$D = \frac{15 \cdot 60}{\pi \cdot 900} = \sim 320 \text{ mm}.$$

В таблиці не маємо ані такої скорости, ані такого проміру, тому вибираємо для $k$ середнє значіння між числами 6, 7, 7.5 та 9, що відповідають сусіднім промірам і скоростям. Беремо $k = 7$, після чого ширина пасу вийде

$$100 = 7 \cdot b, \; b = \sim 145 \text{ mm}, \text{ беремо } b = 150 \text{ mm}.$$

### 3. Погін линвами.

Кожна линва складається зі скількох сталок (жил), що обвивають на-взір повійки спільний для всіх осередковий конопляний стриж, а кожна сталка так само складається з окремих дротів, що вються надокола свого осібного конопляного стрижу. Самий дріт вочать здебільшого зі шведського деревяно-вугільного заліза, або з литої сталі (цинкованої й нецинкованої).

Жолобки чи рівчики в колесах повинні мати підстілки з мякшого матеріялу, як от дерево, шкура, тощо. Невистелені рівчики треба гладко обточувати, відповідно до проміру линви, так щоб вона прилягала до рівчиків принаймні одною третиною свого обводу.

Линвяного погону вживають там, де відстань між валами завелика. Передача відбувається здебільшого з допомогою одної обвитки

линви. Коли віддалення між валами перевищує 100—120 m, то на відстані кожних 100 чи менше метрів укладають підпорні передаточні колеса, так що цілий погін розбивається на скілька окремих розділів-стацій. Треба зауважити, що в останні часи перестають користуватися линвяними погонами на великі відстані, заступаючи їх більш доцільним з господарського боку електричним погоном.

Простопадний або й близький до цього уклад линвяного погону не допускається, бо в цім разі немає потрібного звису линви. Такого укладу можна вживати хіба з додатком напяльних і напрямних коліщат.

Обчислюючи линву, треба брати на увагу не тільки розтяжні, а•й гнучі напруження.

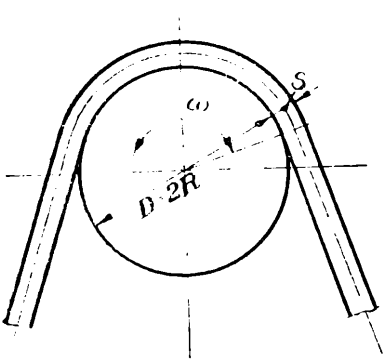
Коли відзначити через

$\delta$ — грубину дроту в cm,
$d$ — промір линви в cm,
$i$ — кількість дротів у поперечнім перерізі линви,
$D$ — промір колеса в cm,

і коли прийняти, що зложене напруження в дроті (із заліза) не повинно бути більше за 1050 kg/cm², то, як подав Бах,

$$1050 = \sigma_z + \sigma_b = \frac{S_1}{i\,\frac{\pi}{4}\delta^2} + \frac{3}{8}\cdot\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{\delta}{D}. \text{*)} \qquad (70)$$

*) $S_1$ є натяг погонової части линви; розтяжне напруження в кожнім дроті є $\sigma_z = \frac{S_1}{i\,\frac{\pi}{4}\delta^2}$.




(рис. 140)

Щоб вивести другу частину $\left(\frac{3}{8}\cdot\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{\delta}{D}\right)$ взору, розважаємо так:

Уявім собі, що через колесо (рис. 140) перекинуто й натягнуто гнучкий стрижень завгрубшки в $s$. Якщо прийняти, що середня лінія частини $AB$ цього стрижня (пружкована лінія) має в зігнутім стані таку саму довжину, як і у випростанім, то очевидно кожне волокно частини $AB$ мало до гнуття довжину $\omega\left(R+\frac{s}{2}\right)$. В зігнутім стані кожне крайнє анадвірне волокно стало довше, видовжившись на $\omega(R+s)-\omega\left(R+\frac{s}{2}\right)=$

З цього взірця видко, що напруження $\sigma_b$, як і треба було сподіватись, зростає в міру зменшення проміру колеса. І тому на практиці стараються не робити $D < 2500\,\delta$. Якщо взяти: $\frac{\delta}{D} = \frac{1}{2000}$, $\alpha = \frac{1}{2.000.000}$ та

$$i\frac{\pi}{4}\delta^2 = 0{,}42\,\frac{\pi}{4}d^2, \text{*)} \tag{71}$$

то взір (70) перетвориться в

$$S_1 = 223\,d^2. \tag{72}$$

Для обводової скорости $v = 25$ m/sec **) дістанемо, беручи середні умови,

$$P = 100\,d^2. \tag{73}$$

Для менших коліс, меншої відстані між валами та невистелених рівчиків треба брати $P$ відповідно менше.

---

– $\frac{\omega s}{2}$. Звідси одиничне видовження (відтяг) такого волокна $\varepsilon = \frac{\omega s}{2\omega\left(R + \frac{s}{2}\right)} = \frac{s}{2R+s} = \sim \frac{s}{2R} = \frac{s}{D}$. Такому відтягові відповідає напруження $\sigma_b = \frac{1}{\alpha}\cdot\frac{s}{D}$.

Хтівши приточити цей вислід до дротів линви, треба замість $s$ взяти грубину дроту $\delta$. Окрім того, треба ще тут взяти на увагу і те, що кожний дріт вється надокола жили, а разом із нею надокола стрижу її, себто значно відріжняється від тільки що розглянутого стрижня. Тому попередній вислід треба відповідно змінити, а це досягається тим, що величину $\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{\delta}{D}$ множать на співчинник $\beta$, добутий шляхом досліду. Цей співчинник має, очевидна річ, для кожного окремого випадку своє окреме значіння. Дістаємо отже взірець $\sigma_b = \beta\cdot\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{\delta}{D}$. Для даного випадку $\beta = \frac{3}{8}$, тому

$$\sigma_b = \frac{3}{8}\cdot\frac{1}{\alpha}\cdot\frac{\delta}{D}.$$

*) Поле поперечного перерізу всіх дротів становить 0,45—0,37 поля поперечного перерізу линви, себто $i\frac{\pi}{4}\delta^2 =$ від $0{,}37\,\frac{\pi}{4}d^2$ до $0{,}45\,\frac{\pi}{4}d^2$, отже можна в середньому прийняти

$$i\frac{\pi}{4}\delta^2 = 0{,}42\,\frac{\pi}{4}d^2.$$

**) В линвяних погонах скорість рідко коли буває більша від 25 m/sec.

Коли дано не обводову силу, а кількість коней $N$, то для $D = 150\,d$ (звичайно $D = 125\,d - 175\,d$) зі взору (73) виходить

$$d = \sqrt[3]{\frac{30}{\pi} \cdot \frac{N}{n}} = 2{,}12 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \qquad (74)$$

Приклад. Обчислити передачу линвою $N = 60$ коней.

Приймаємо на пробу скорість линви $v = 20$ m/sec. Відповідна цій скорості передаточна сила буде

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{60 \cdot 75}{20} = 225 \text{ kg}.$$

Нехай линва складається з $i = 48$ дротів по 1,4 mm кожний (такі числа не рідко зустрічаємо на практиці). Звідси промір линви

$$i \cdot \frac{\pi}{4} \delta^2 = 0{,}42 \cdot \frac{\pi}{4} d^2, \quad d = \sqrt{\frac{i \cdot \delta^2}{0{,}42}} = \sqrt{\frac{48 \cdot 0{,}14^2}{0{,}42}} = 1{,}5 \text{ cm} = 15 \text{ mm}.$$

Промір колеса $D = 150\,d = 2250$ mm.

Напруження

$$k_b = \frac{3}{8} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{\delta}{D} = \frac{3}{8} \cdot \frac{2000000 \cdot 1{,}4}{2250} = \sim 465 \text{ kg/cm}^2.$$

Напруження $k_z = \dfrac{S_1}{i \dfrac{\pi}{4} \delta^2}$. Натяг знаходимо так: як відомо, $S_1 - S_2 = P$; з другого боку $S_1 + S_2$ рівняється звичайно $3\,P - 4\,P$; беремо $3{,}5\,P$, виключаючи $S_2$, знайдемо $S_1 = 2{,}25\,P = 2{,}25 \cdot 225 = 506$ kg. Після цього напруження

$$k_z = \frac{506}{48 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}14^2} = \frac{506}{0{,}74} = 685 \text{ kg/cm}^2.$$

Ціле напруження буде $k_b + k_z = 465 + 685 = 1150$ kg/cm$^2$ $> 1050$. Виходить отже більше, ніж можна допустити, а тому змінимо трохи линву, взявши 48 дротів по 1,6 mm кожний. Вище показаним способом знайдемо промір линви $d = 18$ mm. Промір колеса буде

$$D = 150\,d = 2700 \text{ mm}.$$

Напруження

$$k_b = \frac{3}{8} \cdot \frac{2000000 \cdot 1{,}6}{2700} = \sim 445 \text{ kg/cm}^2.$$

Напруження

$$k_z = \frac{506}{48 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}16^2} = \frac{506}{0{,}97} = \sim 522 \text{ kg/cm}^2.$$

Ціле напруження

$$k_b + k_z = 445 + 522 = 967 \text{ kg/cm}^2.$$

Це напруження менше від дозволеного, але промір колеса надто великий і вага самої линви, як буде подано нижче, завелика. Тому спробуємо ще взяти скорість $v = 25$ m/sec, а линву в 42 дроти по 1,4 mm кожний. Така линва має промір $d = 14$ mm. Промір колеса буде

$$D = 150 \cdot 14 = 2100 \text{ mm}.$$

Передаточна сила

$$P = \frac{60 \cdot 75}{25} = 180 \text{ kg}.$$

Напруження

$$k_b = \frac{3}{8} \cdot \frac{2000000 \cdot 1{,}4}{2100} = 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Напруження

$$k_z = \frac{2{,}25 \cdot P}{42 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0{,}14^2} = \sim 625 \text{ kg/cm}^2.$$

Ціле напруження

$$k_b + k_z = 1125 \text{ kg/cm}^2.$$

Спробуємо ще линву в 48 дротів по 1,4 mm кожний. Промір цієї линви буде $d = 15$ mm.

Промір колеса

$$D = 150 \cdot d = 2250 \text{ mm}.$$

Напруження

$$k_b = \frac{3}{8} \cdot \frac{2000000 \cdot 1{,}4}{2250} = \sim 465 \text{ kg/cm}^2.$$

Напруження

$$k_z = \frac{2{,}25 \cdot 180}{0{,}74} = \sim 550 \text{ kg/cm}^2.$$

Ціле напруження

$$k_b + k_z = 465 + 550 = 1015 \text{ kg/cm}^2.$$

Порівняння:

| | 1 | 2 | 3 | 4 | |
|---|---|---|---|---|---|
| Ціле напруження . . . . | 1150 | 967 | 1125 | 1015 | kg/cm² |
| Вага 500 m линви *) . . . | 350 | 455 | 305 | 350 | kg |
| Промір колеса . . . . . | 2250 | 2700 | 2100 | 2250 | mm |

Як уже вище говорилось, висліди другої проби не можна вважати за добре розвязання задачі, бо ціною непотрібного зменшення напруження ми дістали дуже тяжку линву й великий промір колеса. Вислід першої проби ліпший, але він, як бачимо, гірший од вислідів третьої й четвертої проби, тому його також відкидаємо і спиняємось на питанні: що ліпше — висліди третьої чи четвертої проби? Якщо бажано мати лекшу линву і менше колесо, незалежно від напруження, то треба взяти третю спробу; якщо ж важно мати менше напруження, то — четверту.

### 4. Погін конопляними й бавовняними мотузами.

Конопляні й бавовняні мотузи, призначені для погону, повинні бути значно мякші від звичайних тягарових мотузів, а це тому, що їм потрібна більша гнучкість. Уживання мотузяного погону дуже поширене. Коли доводиться передавати більші сили, то не можна обійтися одним мотузом, бо грубина його мусіла б тоді бути занадто велика, а вона не повинна переходити по-за 50—55 mm. В таких випадках укладають під ряд скілька мотузів (є погони, що складаються з 25 і більше мотузів). Розгонове колесо машини повинно в цім разі мати відповідне число рівчиків на своїм ободі. Багато-мотузний погін має ту перевагу над пасовим, що він не перестає працювати, коли один мотуз урветься, бо тоді сила передається рештою мотузів. Друга велика перевага полягає в тім, що поодинокими мотузами можна передавати силу безпосередньо в ріжні місця, не потрібуючи для цього окремих переймачів. Але цей спосіб передачі має ту хибу, що в разі більшого числа мотузів не всі рівчики можуть бути однаково, рівно розточені, а це викликає ріжні скорости поодиноких мотузів, а значить і скова деяких із них. Окрім цього в мотузянім погоні витрачається більше сили на тертя.

*) Фабричні дані.

Рівчики роблять клинчастими, щоб мотузи могли затискатися в них.

Досвід показує, що для скоростей 15 – 20 m/sec в нормальних умовинах праці (досить велика відстань між осями, поземе або трохи похиле положення мотузів, сталість передаваної сили, тощо) можна передавану силу приймати завбільшки в

$$\left.\begin{aligned} &P = 3\,d^2 - 4\,d^2, \text{ коли } D \geqq 30\,d \text{ та } \alpha_2 \geqq 2{,}5 \\ &P = 5\,d^2 - 6\,d^2, \text{ коли } D \geqq 50\,d \text{ та } \alpha_2 \geqq 3, \\ &\text{якщо взяти } d \text{ в cm.} \end{aligned}\right\} \qquad (75)$$

Ці норми годяться лише тоді, коли самі мотузи добрі й добре счеплені. $\alpha_2$ є кут обхвату порушного колеса (рис. 137), зміряний в радіянах.

Для бавовняних мотузів місткових журавлів допускаються, яко виняток, більші значіння $P$, а саме:

$$P_{max} = 9\,d^2 \text{ для } D \geqq 30\,d.$$

Якщо дано кількість коней і промір колеса $D = 60\,d$, то для $P = 6\,d^2$ дістаємо кількість $z$ мотузів зі взору

$$z = \sim 400 \cdot \frac{N}{n\,d^2}. \qquad (76)$$

## 5. Погін сталевими пасами.

Замість ремінних пасів або линв чи мотузів уживають ще часом тонких металевих стяжок із гартованої спеціяльної сталі. В цім разі на колеса даються, для виключення сковзу, підкладки з корку, або в якогось іншого відповідного матеріялу.

Цей спосіб передачі має такі добрі властивості: 1 — значне збереження сили, бо мало витрачається її на сковз; 2 — непотрібність підтягування пасу; 3 — незначна ширина стрічки й колеса; 4 — менші віддалення між осями; 5 — можливість уживати великих скоростей (до 100 m/sec); 6 — менший обтяж ложиськ і т. ін.

Та поки що не можна ще зробити остаточного вироку що-до вигідности цього погону. Слабим місцем сталевого пасу є мабуть його счіплення, що очевидно не відповідає ще всім вимогам міцности та гнучкости.

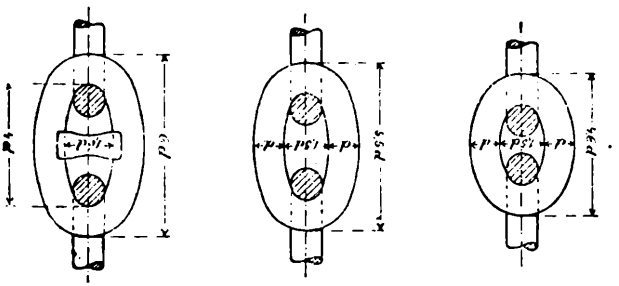
## IV. **Ланцюги й передача ними.**

### 1. Загальні уваги.

Передачу сил із допомогою ланцюгів зустрічаємо в підносниках і подібних до них спорудах. Тепер користуються ланцюгами головним чином, як знаряддями тягаревими, і менше, як знаряддями для передачі руху; в цій останній ролі виступають вони хіба в таких машинах, як от самокатки та самоходи. Ланцюгова передача має ту добру властивість, що в ній, в протилежність до передачі пасами та линвами, цілком виключена можливість сковзу.

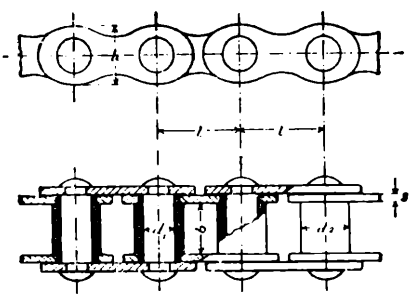
### 2. Ланцюги.

На рис. 141—143 показано три ріжні відміни ланцюгів: коротко-кільчасті (рис. 141), що вживаються переважно в підносниках,



(рис. 141, 142, 143)

довго-кільчасті (рис. 142), що вживаються на припони, привязи й т. ін. потреби, і нарешті розпірно-кільчасті (рис. 143); останні відзначаються досить високою міцністю (приблизно на 12% міцніші від перших), а тому їх уживають для пароплавних кітвиць; через те часом називають їх кітвичними ланцюгами.



(рис. 144)

На кільця йде тяглисте, мягке спогрівне залізо. Їх обчислюють на розтяг, обминаючи гнучі напруження. Для менше обтяжених ланцюгів допускають безпечні напруження до висоти $k_z = 600$ kg/cm$^2$,

тим часом як для сильно напружених беруть $k_z = 300$ kg/cm$^2$ (і менше).

На рис. 144 показано суглобний ланцюг, що служить для передачі руху. Всі части такого ланцюга робляться майже виключно зі сталі. Часом для сполучок (бокові капиці, накладки) вживають також тяглистого спогрівного заліза. Скорість ланцюга 4 – 6 m/sec.

### 3. Ланцюгові коліші, навої, колеса.

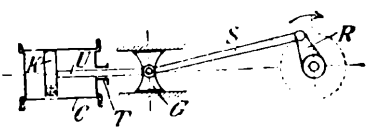
Звичайні ланцюгові коліші та навої повинні мати промір $D \geqq 20\,d$. Ланцюгові колеса для каліброваних ланцюгів і таких самих суглобних ланцюгів можуть мати менші проміри. Колеса для суглобних ланцюгів, що служать для передачі руху і робляться здебільшого з литої сталі, не повинні мати менше, як $z = 7$ зубів; найчастіше $z = 10—30$.

## РОЗДІЛ ШОСТИЙ.

## ТОЛОКИ, ТОЛОЧИЛЬНА, КОВЗАНЦІ Й ЗАЩІЛЬНИКИ.

### І. Загальні уваги щодо вітряничного погону.

Вітряничний погін складається з ковзанця $G$, погонача $S$ й вітряниці $R$ з валом (рис. 145). Цей погін служить для перетворення простолінійного наворотного руху толока в рух коловоротний, або навпаки — коловоротного руху в простолінійний наворотний. Через те, що обтяж вітряниці толокової машини міняється на протязі одного обороту в межах од нуля до якоїсь найбільшої величини, то для вирівняння коловоротного руху, для рівномірности його треба додавати до машини розгонове колесо (розгонич). Зайвина живої сили, що збірається в колесі за ту частину обороту, коли машина добуває більше роботи, ніж її витрачає, йде на ту частину обороту, коли процес має відворотний характер. Таким чином вирівнюється скорість під час цілого обороту. Це вирівнювання є тим значніше, чим більший і тяжчий доданий до машини розгонич.



(рис. 145)

Толок (рис. 145, буква $K$) служить або для приймання роботи, як от у парових машинах і ґазових гонках, або навпаки для передачі роботи течиву чи ґазові, як це бачимо в смоках та компресорах. Незалежно від того, чи толок служить для приймання чи передачі роботи, треба завсігди дбати про те, щоб він щільно ходив у віблі, бо інакше течиво чи ґаз можуть утікати, просочуючись між толоком та стінками вібла. В залежности від того, чи защільнення зроблено на толоці, чи у віблі, розріжняємо дві відміни толоків: кружкові толоки та впірначі.

Кружковий толок має звичайно нерухоме, глухе сполучення*)

*) В малих і середніх ґазових гонках толок сполучається безпосередньо з погоначем, без толочильна й ковзанця.

з толочильном $U$, що передає силу від толока до ковзанця $G$, або навпаки від ковзанця до толока. Толок, толочильно й ковзанець становлять одну цілість, що відбуває поступний рух уперед і взад — наворотами. Толочильно знаходиться почасти в середині робочого вібла, почасти знадвору його і тому воно повинно проходити через так званий защільник $T$.

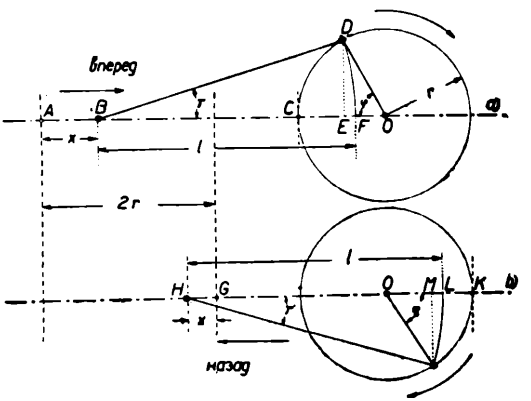
## II. Рух вітряничного погону.

а) Дорога толока.

Рух толока чи ковзанця від $A$ до $B$ (рис. 146a) називаємо переднім ходом, відворотний від $G$ до $H$ (рис. 146b) заднім ходом.

Коли вітряниця повернеться на кут $\varphi$ від свого заднього крайнього положення, то ковзанець пройде від свого крайнього положення дорогу $x = AB = CF$; при цьому $BF = BD = l$ — довжина погонача. А що $CF = CE + EF$, то

$$x = CE + EF = r(1 - \cos\varphi) + l(1 - \cos\gamma).$$



(рис. 146)

Коли ж вітряниця повернеться на кут $\varphi$ від свого переднього крайнього положення (рис. 146b), то ковзанець пройде від свого переднього крайнього положення дорогу $x = GH = KL = KM = LM$. Для цього ходу дістанемо дорогу

$$x = r(1 - \cos\varphi) - l(1 - \cos\gamma).$$

Тому взагалі $x = r(1 - \cos\varphi) \pm l(1 - \cos\gamma)$.

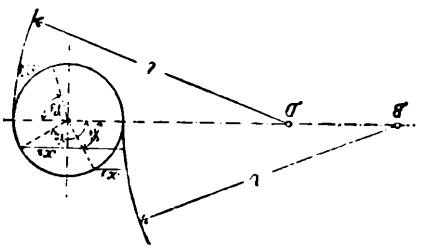
Виключаємо кут $\gamma$: $DE = r\sin\varphi = l\sin\gamma$; $\sin\gamma = \frac{r}{l}\sin\varphi$;

$$\cos\gamma = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\varphi} = 1 - \frac{r^2\sin^2\varphi}{2l^2} - \frac{r^4\sin^4\varphi}{8l^4} \ldots$$

Для машин, що в них $\frac{r}{l} \leqq \frac{1}{5}$, можна взяти $\cos\gamma = 1 - \frac{r^2 \sin^2 \varphi}{2 l^2}$.

Тоді $x = r(1 - \cos\varphi) \pm \frac{r^2 \sin^2 \varphi}{2 l}$. (77)

З цього взору виходить, що для кожного даного кута $\varphi$ дорога переднього ходу завсігди більша за дорогу відворотнього ходу. Коли $\varphi = 90^0$, ця ріжниця стає найбільшою.



(рис. 147)

Маючи рух вітряниці, легко знайти й дорогу толока в допомогою рисунку. За-для цього описуємо промінем $l$ два луки, дотичні до вітряничного кругу (рис. 147). Відтинки $x_1$, $x_2$, $x_3$ ... дають відповідні даним кутам дороги толока.

Як би $\frac{r}{l} = o$, себто $l = \infty$, то ці луки були б простими, сторчовими до лінії руху толока, і взір (77) набрав би вигляду

$$x = r(1 - \cos\varphi). \tag{78}$$

На практиці беруть звичайно $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$.

b) Скорість толока.

Якому небудь кутові $\varphi$ вітряниці відповідає скорість толока

$$u = \frac{dx}{dt} = v\left(\sin\varphi \pm \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{l} \sin 2\varphi\right), \text{ *)} \tag{79}$$

де знак „+" відповідає знову ж таки передньому ходові. В крайніх положеннях толок має скорість $u = o$, тим то й називають ці положення мертвими. Коли кругова скорість $v$ вітряниці є величина стала, то найбільша скорість толока випадає в цім раві, якщо $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, приблизно на $u_{max} = 1{,}02\,v$, себто на 2% більше за кругову скорість вітряничного бігуна. Найбільша скорість толока припадає на кут $\varphi =$ са $79^0$ переднього ходу, або на кут $\varphi =$ са $101^0$ заднього ходу.

---

*) Тут $v = r\frac{d\varphi}{dt}$ є кругова скорість вітряничного бігуна.

В парових машинах під словами „скорість толока“ розуміють звичайно середню величину, що виходить зі взору $u_m = \frac{2\,s\,n}{60}$, де $s$ — довжина одного ходу толока.

В останні часи стали доводити скорість толока до значно більших величин, ніж це було раніше. Скорість $u_m = 4$ m/sec вживається тепер яко правило. В більш гінких машинах доходять до 4,5 m/sec і навіть переступають за це число.

Рисунок 148 показує залежність між скорістю толока й дорогою його. Найбільша скорість $u_{max}$ перевищує середню $u_m$ приближно на 60 % її. Коли $l = \infty$, крива скоростей переходить у круг.

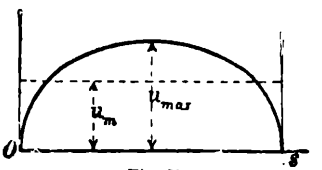


Fig. 99
(рис. 148)

c) Прискорення толока.

Скорість толока міняється від нуля до якоїсь найбільшої величини, отже рух його в кожну хвилю є або прискорюваний, або припізнюваний. Прискорення толока, відповідне якому небудь кутові $\varphi$, дістанемо з попереднього взору і після деякого перетворення матимемо

$$k = \frac{d\,u}{d\,t} = \left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l}\cos 2\,\varphi\right). *) \qquad (80)$$

Найбільшої величини досягає $k$, коли $\varphi = o^0$ або $\varphi = 180^0$, себто в мертвих положеннях.

Передній рух

починається з прискоренням $\left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 r\left(1 + \frac{r}{l}\right)$,

кінчається з припізненням $\left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 r\left(1 - \frac{r}{l}\right)$.

Задній рух

починається з прискоренням $\left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 r\left(1 - \frac{r}{l}\right)$,

кінчається з припізненням $\left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 r\left(1 + \frac{r}{l}\right)$.

Уживані тепер високі числа оборотів викликають досить значні прискорення.

---

*) Тут $\left(\frac{\pi\,n}{30}\right)^2 = \omega^2 = \left(\frac{d\,\varphi}{d\,t}\right)^2$.

Для витворення даного прискорення $k$ треба, щоб на 1 $cm^2$ поля толока тиснула сила:

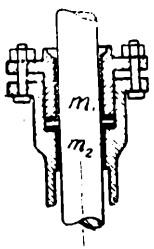
$$p = k \cdot \frac{G}{g} \cdot \frac{1}{F} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot \frac{\pi^2}{9{,}81} \cdot \frac{G}{F} r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right) =$$

$$= \left(\frac{n}{30}\right)^2 \cdot \frac{G}{F} \cdot r \left(\cos\varphi \pm \frac{r}{l} \cos 2\varphi\right), \qquad (81)$$

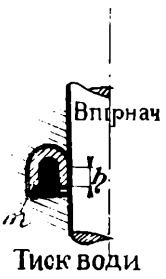
де $G$ означає сукупну вагу толока, толочильна, ковзанця й погонача в kg, $F$ — поперечний переріз толока в $cm^2$ і $r$ — промінь вітряниці в cm $\left(\frac{r}{l}$ — голе число$\right)$, $\frac{\pi^2}{9{,}81} \cong 1$.

## III. Толоки.

На рис. 149 і 150 показано найбільше вживані для впірначів защільнення. Як у першім, так і в другім способі защільнення досягається з допомогою **чохлиць**, шкуряних чи ґумових. Першого способу найбільше вживають для витяжних і нагнітних смоків, другого — для гідравлічних чав (давил).



(рис. 149)



(рис. 150)

На рис. 149 бачимо дві чохлиці — $m_1$ та $m_2$; верхня ($m_1$) затикає від знадвірнього тиску (під час усмоктування), спідня ($m_2$) — від середового тиску. Защільнення досягається натиском поздовжньої частини чохлиці на толок. На рис. 150 бачимо лишень одну чохлицю $m$, бо тут потрібна тільки одна затичка — від середового тиску. Вода, тиснучи зі-споду, розтискає обидві поли чохлиці так, що одну притискає до толока, а другу до стіни жолоба, і цим саме й защільнюється впірнач. Переміна одної чохлиці на другу відбувається тут не так просто, як у першім способі, бо приходиться виймати для цього весь впірнач.

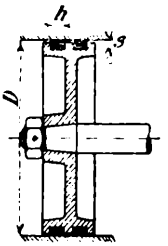
Чохлиць уживають для тисків до 1000 atm Коли вода нечиста й скорість толока велика, то чохлиці швидко зуживаються. В разі дуже високого тиску (до 6000 atm), як це бував в чавах Губера, защільнюють також шкуряними чохлицями, але приміщують їх безпосередньо на впірначах.

Чохлиці роблять завгрубшки в 4 – 6 mm, даючи їм робочу висоту $h$ від 12 до 20 mm.

В кружкових толоках смоків для чистої води, коли вони працюють на обидва ходи, даються також шкуряні чохлиці, з такою самою висотою робочої, защільної поверхні й грубиною, як щойно подавалось вище.

В смоках для гарячої води при парових машинах із холодниками (згустичами) добре працюють толоки з деревяними защілками.

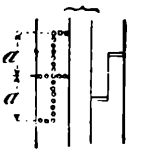
Звичайно в кружкових толоках уживають металевих защілок. На рис. 151 показано звичайний одкритий толок (так званий шведський) з двома защільними кільцями. Останні робляться здебільшого з тяглистого, але не дуже мягкого чавуна. За-для кращого ущільнення, толокові кільця повинні прилягати до стін вібла з певним натиском і тому їх розрізують ув однім місці, даючи їм можливість стискатися й розтискатися. Є дві відміні толокових кільців: самопружні кільця і такі, що натискають із допомогою відповідних розпружників, дуже ріжноманітної форми й будови.



(рис. 151)

Самопружні кільця бачимо на рис. 152. Їх вставляють у жолобки толока з чола. Грубину кільців беруть:

$$\left.\begin{aligned} s &\leqq \frac{1}{30} D, \text{ якщо грубина всюди однакова,} \\ s &\leqq \frac{1}{25} D, \text{ якщо грубина не однакова.} \end{aligned}\right\} \quad (82)$$



(рис. 152)

$D$ означає промір толока.

В останніх грубина спадає в напрямі до вільних кінців, де сходить до 0,7 $s$. Висоту $h$ беруть в 2 $s$.

В закритих толоках, де кільця надягаються після відкриття одного віка (покришки вібла), можна брати грубину

$$s = \frac{D}{20}, \text{ зменшуючи її до } 0{,}7\ s. \quad (83)$$

Самопружні кільця повинні мати більший промір і розрізуються, як показано на рис. 152, де частина

$$a = 0{,}1\ D, \quad (84)$$

після чого кільця обточують, припасовуючи до проміру $D$ вібла. Кільця треба так укладати, щоб прорізки окремих кільців не приходились одна проти другої.

Толок насаджують на толочильно або в гарячім стані, або притинають його з допомогою стіжковатого спуску на кінці толочильна і стягують шрубою, або нарешті притягують клином.

## IV. **Толочильна.**

Толочильна працюють найбільше під гнучим стиском. Тому обчислюють їх з допомогою взору

$$P = \frac{\pi^2 E \Theta}{\mathfrak{S} l^2}, \tag{85}$$

де $l$ означає довжину толочильна в cm, зміряну від середньої площини толока до середини ковзанця, $\Theta$ — момент інерції поперечного перерізу толочильна в $cm^4$, $\mathfrak{S}$ — запас міцности, $E$ — співчинник пружности.

Для стоячих машин запас $\mathfrak{S}$ береться:

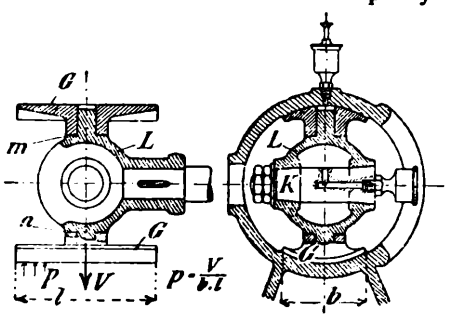
від 8 до 10, коли обтяж міняється від 0 до $P$,
від 15 до 22, коли обтяж міняється від $-P$ до $+P$.

Якщо можна сподіватися ударів під час силозміни, то $\mathfrak{S}$ треба брати ще більше.

В поземих машинах толочильно працює не тільки під гнучим стиском, але й під поперечним гнуттям од ваги толока. Проте подані вище значіння $\mathfrak{S}$ годяться й для поземих, але малих машин. В більших поземих машинах уживають наскрізних толочильн, себто таких, що проходять через обидва віка. Їх обчислюють так, щоб найбільше вгнуття під вагою толока не переступало за 1—2 mm. Промір толока повинен бути менший од проміру вібла, відповідно до допущеного вгнуття.

## V. **Ковзанці.**

Ковзанці служать для забезпечення кінцям толочильн простолінійного руху. Вони робляться найбільше з чавуна і лише в гінких машинах — із лекшого матеріялу — сталевого лива, щоб зменшити вплив маси. Робочим поверхням ковзанця надають здебільшого віблу форму (рис. 153 та 154), відповідно до розточуваних навібло сковзуль. Ковзанець лучиться з погоначем із допомогою бігуна. Цей бігун або сидить нерухомо в тілі ковзанця, або коливається в нім. У першім разі він має стіжковато обточені кінці і приганяється до ковзанця так, що ці кінці си-



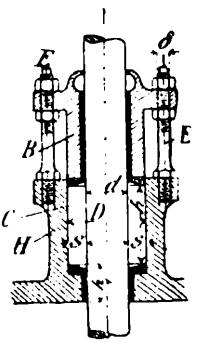
(рис. 153, 154)

дять тісно в розточених так само дірах ковзанця, і забезпечуються відповідними засобами від випадання. В новіші часи часто роблять ковзанці так, що вони служать за ложиська для бігунів; в цім разі бігуни сидять нерухомо в розсошених кінцях погоначів.

Лижви $G$ насаджуються звичайно окремо (рис. 153); їх можна перестановляти з допомогою проміжних пласких кільців $m$ та $n$. Треба одначе старатись, щоб така перестанова була якнайрідче потрібна, бо добре уреґулювати яку небудь частину машини, взагалі кажучи, досить трудно, це забирає чимало часу й праці; тим то треба старатись, щоб тиск між ковзучими поверхнями не був великий, не більший за 2 -- 3 kg/cm$^2$ для скоростей 2—2,5 m/sec. І сковзулі повинні бути досить міцні, щоб не вгинатися під тиском обтяжної сили ковзанця.

## VI. Защільники.

Показаний на рис. 155 защільник складається з таких головніших частин: втулки $B$, затулки в гнізді $C$, горловини $H$ та зашрубків $E$ для стискання, притужування затулки. На затулку вживають ріжних матеріялів: бавовни, конопляного прядива, ґуми, шкури азбесту, металевого плетива, чавунних або білометалевих кільців, тощо. Переважно користуються конопляними або бавовняними шнурами, просоченими салом (для холодного течива), або посипаними тальком (для гарячого течива). Затулка закладається в гніздо вючкою надокола толочильна і тісно притовкається молотком і кусником дерева брускової форми. Щоб під натиском втулки затулка не стискалася однобічно, треба вкладати її так, щоб вона мала надокола рівну висоту. Цього лекше досягнути, вживаючи, замість одного довгого шнура, шнурових кільців.



(рис. 155)

Під час руху толочильна затулка зуживається від тертя й тому треба від часу до часу притужувати її, прикручуючи на зашрубках втулку. Так само треба додавати до неї тальку.

Вибираючи виміри защільника, мусимо памятати, що більше гніздо для затулки вимагає більшої та дорожчої будови цілого защільника, але за те він довше служить. То річ будівничого розважити в кожнім окремім разі, як саме треба йому зробити, щоб будова защільника вийшла найбільш відповідною до даних умовин.

Для звичайних, середніх умовин можна брати

$$s = 0{,}65\sqrt{d} \text{ до } 0{,}8\sqrt{d}, \qquad (86)$$

так що

$$D = d + 2s. \tag{87}$$

Тут $s$, $d$ та $D$ подано в cm.

Коли защільник призначається для пари, повітря чи ґазів, то вимір $s$ треба брати більший, ніж для течива. Якщо промір толочильна занадто малий, то для зручности затикання вимір $s$ повинен бути порівнюючи більший, ніж коли толочильно грубе. З цих причин у взорі (86) залишено для вибору $s$ певну свободу.

Висоту $h$ затулки треба брати завбільшки в

$$h = D. \tag{88}$$

Але в жаднім разі $h$ не сміє бути більше за $6\,s - 8\,s$.

Висота затулки проти пари й ґазу повинна бути більша, ніж проти течива.

Коли відзначити через $i$ кількість зашрубків у защільнику, через $\delta$ — їх промір у cm, через $p$ — тиск пари чи ґазу в $kg/cm^2$, то можна прийняти, що

$$\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\,3\,p = 120\,i\,\delta^2 \text{ до } 135\,i\,\delta^2, \tag{89}$$

де $p$ повинно бути не менше від 3. Звідси для даного $i$ обчислюється промір $\delta$ шруби. Якщо $\delta$ виходить менше від $\frac{1}{2}''$, то треба брати таки $\delta = \frac{1}{2}''$, бо шруби меншого проміру взагалі мало вживаються в машиновім будівництві. З поданого вище взору (89) $\delta$ виходить завелике, але з огляду на те, що зашрубки приходиться часто підтягувати, збільшений запас міцности їх не є зайвим.

Довжина $h_1$ спідньої втулки береться в поземих парових машинах завбільшки в

$$h_1 = d. \tag{90}$$

Спідні втулки робляться з гнідомідиці або сталевого лива. Ґрубину стінки спідньої втулки роблять завбільшки від 4 до 12 mm, в залежності від проміру толочильна.

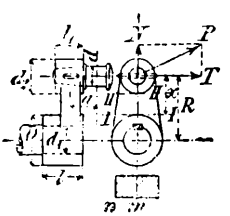
В новіші часи стали все більше й більше входити в ужиток защільники з металевою затулкою, особливо в парових машинах, що працюють під високим тиском і з перегрівом, та в ґазових машинах із обабічним тиском. Ці защільники потрібують безустанного й пильного мазання.

## РОЗДІЛ СЬОМИЙ.

## ВІТРЯНИЦІ, ВІДОСЕРЕДНИКИ, ПОГОНАЧІ.

### І. Вітряниці.

Вітряницею називаємо насаджену на вал корбу (відзначена на рис. 145 буквою $R$), що служить для перетворення простолінійного руху толока в коловоротний рух валу, або навпаки — коловоротного руху валу в простолінійний рух толока. Вітряниці робляться звичайно з ковучого заліза і мають форму, показану на рис. 156. Рідко й здебльшого тільки в малих машинах вітряниці роблять із чавуна і надають їм форму кружка.



(рис. 156)

Обчислюючи виміри вітряниці, накидають попереду на-око приблизний нарис її та підраховують, які найбільші вислідні (зложені) напруження повстають у перерізах $I$-$I$ та $II$-$II$ на протязі одного оберту. Якщо ці напруження виходять більші за 600 kg/cm², то збільшивши у відповідній мірі виміри вітряниці, обчислюють її наново. Найбільші зложені напруження повстають приблизно в точках $m$ і $n$ поперечного перерізу, а тому досить перевірити лишень ці місця. Яким положенням вітряниці відповідає найбільш несприятливий для неї обтяж, залежить найбільше від зміни тиску $P$ на бігун вітряниці. Якщо немає можливости визначити з певністю це найбільш несприятливе положення, то не лишається нічого іншого, як перевести обчислення для скількох положень.

Коли $P$ означає силу тиску на вітряничний бігун, а $N$ та $T$ її відбочини — в проміневім та обводовім напрямі, то переріз $I$-$I$, що знаходиться на відстані $x$ від осі бігуна, намагаються: сила $N$ розірвати, момент $Na$ зігнути, сила $T$ зрізати, момент $Tx$ зігнути, і момент $Ta$ скрутити. Обчисливши звідси напруження в точках $m$ і $n$, складаємо їх відомим із теорії міцности матеріялів способом і дістаємо потрібне нам зложене напруження.

Здебільшого буває так, що мертве положення вітряниці відповідає найбільш несприятливому обтяжеві; і тому в цім разі приходиться обчисляти її тільки на розтяг чи стиск, в залежності від напряму сили тиску $P$ на бігун, та на гнуття моментом $Pa$.

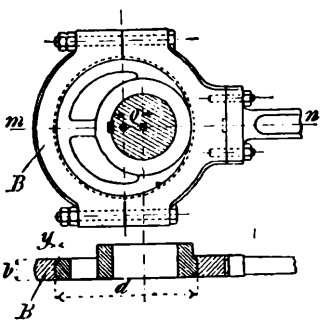
Вітряниці насаджуються на вал звичайно в гарячім стані, а тому їх отвір ($d_1$) розточують на 5 % вужче, ніж промір валового узвіску. Якщо вітряницю насаджують з допомогою гідравлічних чав, то узвісок валу обточується на стіжок із нахилом 1:100.

Промір $D$ вітряничної колодиці роблять завбільшки в $2\,d_1$, або й менше, а її довжину $l \geqq D$. Промір $d_2$ треба робити завбільшки в $2\,d$ і довжину $l_1 = 1{,}5\,d$.

Великі вітряниці мають здебільшого противаги для зрівноваження самої вітряниці й частини толочильна.

## II. Відосередники.

Відосередник є власне не що інше, як та сама вітряниця, тільки промір її бігуна $d$ більший, ніж $2\,R$. Промінь вітряниці називаємо тут **меживіссям** та відзначаємо буквою $\varrho$ (рис. 157); він звичайно дуже малий. Відосередник має ту перевагу над вітряницею, що він може бути насаджений не тільки на узвіску, себто на кінці валу, як вітряниця, але й де небудь по-середині його. За те має він ту хибу, що в нім розвивається велике тертя в звязку з великим проміром бігуна.



(рис. 157)

Відосередник можна отже приймати за бігун із проміром $d$ та довжиною $b$. Тому цю довжину обчислюємо з поданого вже раніше взору

$$b \geqq \frac{P\,n}{w}. \tag{91}$$

Коли відосередник чавунний, а хомут (обіймиця) залізний або сталевий, то беремо $w = 10000$; коли ж хомут залито білим металом, а відосередник знов же таки чавунний, то беруть $w = 20000$.

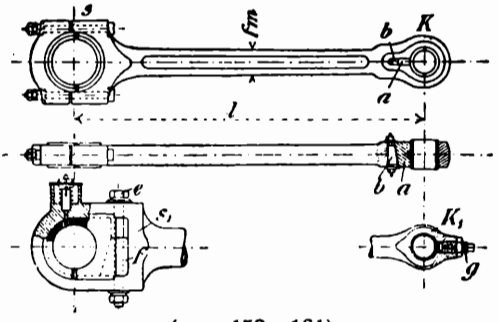
Щоб відосередник не міг висунутись із-під хомута, останній повинен мати з обох боків напущені на величину $y$ вінця. Ці вінця добрі ще й тим, що помагають мазі держатись між хомутом та відосередником.

## III. **Погоначі.**

### 1. Загальні уваги.

Погонач служить звичайно для сполучення двох бігунів (див. рис. 145): одного, що порушується простолінійно вперед і взад (бігун ковзанця), і другого, що відбуває коловоротний рух (бігун вітряниці). Відповідно до цього кінці погонача, так звані **головки**, повинні мати будову ложиськ. Якщо ж одна головка, а саме та, що сполучається з ковзанцем, розсошена й несе в собі бігун, то відповідне йому ложисько сидить у ковзанці.

На рис. 158—161 показано погонач у двох метах: поземім і чоловім; через $s$ відзначено головку, що належить до вітряничного бігуна; через $k$ — головку, що відповідає ковзанцевому бігунові. Замість головок $s$ та $k$, уживають ще головок $s_1$ та $k_1$. Головку $s$ називають **откритою**; така будова дозволяє вживати її також і для колінчастих валів. Головку $s_1$ називають **закритою**. В міру зносу ложискових маточин у головках першої будови, їх стягують із допомогою прогоничів, у головках другої форми ця стяжка робиться з допомогою клина й станової шруби. Прогоничі головок треба робити досить грубими й міцними, щоб вони не видовжувались під час праці. Головку $k$ підтягують із допомогою станової шруби, що проходить через рухомий клин $b$, і підклинника $a$; в головці ж $k_1$ цього самого досягають натисковою шрубою $g$.



(рис. 158—161)

Легко зрозуміти, що від підтягування надбігунової, знадвірньої маточини вкорочується довжина $l$ погонача, а від підтягування підбігунової, відсередньої маточини збільшується довжина $l$. З огляду ж на те, що довжина погонача повинна залишатись завсігди однакова, незалежно від зносу маточин, треба, щоб одна його головка підтягувалась одним способом, а друга — другим.*) Бачимо, напр., що підтягування головки $s$ зменшує довжину погонача, а головки $k$ — збільшує її, тим часом, як у головках $s_1$ та $k_1$ цей процес іде навпаки.

*) Цілковито вирівняти ці підтягування ніколи не вдається, бо маточини в обох головках зуживаються не в однаковій мірі.

Погоначі, що виковуються цілі разом зі своїми головками чи половинками їх, треба робити з найліпшого тяглистого литого заліза, бо розлам їх провадить до дуже тяжких наслідків. Цівка погонача працює найбільше під гнучим стиском. Напруження, що їх викликає звичайне гнуття під впливом сил: власної ваги, тертя на бігуні вітряниці та інерції — здебільшого не беруть на увагу, забезпечуючись од нього довільним вибором великого запасу міцности $\mathfrak{S}$.

2. Погоначі малої й середньої скорости.

а) Погоначі з круглим попереччям; поле середнього поперечного перерізу $f_m = \frac{\pi d_m^2}{4}$.

Якщо через $P$ відзначити найбільшу силу, що діє в напрямі поздовжньої осі погонача, то

$$P = \frac{\pi^2 E \Theta}{\mathfrak{S} l^2}, \tag{92}$$

де $\Theta$ означає момент інерції попереччя погонача в $cm^4$, $l$ — довжину погонача в cm, а $\mathfrak{S}$ — запас міцности, $E$ — співчинник пружности.

Коли взяти $E = 2.000.000$, $\mathfrak{S} = 25$, $\Theta = \frac{\pi}{64} d_m^4 = \sim \frac{d_m^4}{20}$, то взір (92) переміниться в

$$P = 40000 \frac{d_m^4}{l^2}. \tag{93}$$

В напрямі до головок промір погонача можна звужувати; але звичайно звужують його лише в напрямі до головки ковзанцевої, тим часом як до другої головки навіть збільшують, головним чином для осягнення кращого вигляду, бо вітряничні головки мають здебільшого більші виміри.

Для машин з дуже повільним ходом треба брати $\mathfrak{S} = 33$; де під час зміни ходу бувають удари, як напр., в смоках, там береться $\mathfrak{S} = 40—60$ і навіть більше.

b) Погоначі зі сторчораменним попереччям.

(Ширина $b$ і висота $h = 1{,}75\,b$ до $2\,b$ в cm по-середині погонача). Якщо взяти $E = 2.000.000$, $\mathfrak{S} = 15$, $\Theta = \frac{b^3 h}{13}$, $h = 1{,}8\,b$, то

виходить

$$P = \sim 200000 \frac{b^4}{l^2}. \qquad (94)$$

Вимір $b$ в здебільшого стала, незмінна величина здовж погонача, $h$ — зменшується й відповідно збільшується в напрямі до головок.

### 3. Погоначі великої скорости.

До таких погоначів належать дишлі паровозів. Через значну швидкість їх руху, сила $P$ обтяжує погонач лишень на коротку хвилю, так що немає часу для того, щоб змінопостать його розвинулась у повній мірі, себто кажучи інакше, небезпека розламу менша. Тому $\mathfrak{S}$ можна тут брати менше, приблизно завбільшки від $\frac{20}{3}$ до $\frac{10}{3}$. Коли взяти $E = 2.000.000$ та $h = 2\,b$, то дістанемо

$$P = 1.000.000 \frac{b^4}{l^2} \text{ до } 500.000 \frac{b^4}{l^2}. \qquad (95)$$

З огляду на те, що через швидкий хід повстають у цих погоначах великі сили інерції (гнучі), їм часто надають форму $\perp$, вибираючи з боків матеріял, щоб цим зменшити масу, а разом із тим і сили інерції.

Приклад. Найбільша сила тиску на толок $P = 25.000$ kg. Обчислити промір погонача завдовжки в 3000 mm, взявши запас міцности $\mathfrak{S} = 25$. Кількість оборотів вітряниці $n = 100$, промінь її $R = 600$ mm. Підрахувати також гнучі й розтяжні напруження в погоначі.

З допомогою взору (93) знаходимо промір погонача:

$$P = 40.000 \frac{d^4}{l^2}, \text{ звідки } d^4 = \frac{25.000 \cdot 300^2}{40.000} = 56.000;$$

$$d = 15{,}4 \text{ cm} = \sim 155 \text{ mm}.$$

Розтяжне напруження буде

$$k_z = \frac{P \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{25.000 \cdot 4}{\pi \cdot 15{,}5^2} = \sim 130 \text{ kg/cm}^2.$$

Гнучі напруження в погоначі викликаються силами інерції його.

Розглянемо лишень відосередні сили. Щоб підрахувати їх, розважатимемо так:

Відосереднє прискорення вітряничного бігуна є $u = \frac{v^2}{R}$, де $v$, обводова скорість осередку бігуна, рівняється $\frac{2\pi R n}{60}$. Впровадивши замість $v$ цю величину, дістанемо

$$n = \left(\frac{2\pi \cdot 0{,}6 \cdot 100}{60}\right)^2 \cdot \frac{1}{0{,}6} = 66 \text{ m/sec}^2.$$

Це саме прискорення має й вітрянична головка погонача; в міру ж наближення до ковзанцевої головки відосередні прискорення мас погонача ступнево маліють і на цій головці спадають до нуля. Таким чином можна рахувати, що середнє прискорення цілого погонача буде

$$u_m = \frac{u}{2} = 33 \text{ m/sec}^2.$$

Вага цілого погонача буде $G = \frac{30 \cdot 1{,}55^2 \cdot \pi}{4} \cdot 7{,}8 = \sim 450$ kg (тут 7,8 — питома чи одинична вага матеріялу) Рахуючи, що вітрянична головка важить третину цього, матимемо силу інерції цілого погонача

$$C = \frac{1\,^1/_3\, G}{g} \cdot u_m = \frac{450 \cdot 1\,^1/_3}{9{,}81} \cdot 33 = \sim 2000 \text{ kg}.$$

Якщо за-для простоти прийняти, що цей обтяж розбивається рівномірно по цілій довжині погонача (в дійсності це не так), то найбільший гнучий момент (по-середині погонача) буде

$$M_b = \frac{C\,l}{8} = \frac{2000 \cdot 300}{8} = \sim 75000 \text{ kgcm}.$$

Момент відпорности погонача

$$W = \frac{1}{10} \cdot 15{,}5^3 = \sim 372 \text{ cm}^3.$$

Отже

$$k_b = \frac{M_b}{W} = \frac{75000}{372} = \sim 200 \text{ kg/cm}^2.$$

Сукупне напруження буде

$$k_z + k_b = 130 + 200 = 330 \text{ kg/cm}^2.$$

## РОЗДІЛ ВОСЬМИЙ.

## ВІБЛА, ТРУБИ, ХЛИПКИ.

### I. Вібла.

Вібла роблять із чавуна, рідче зі сталевого лива. Грубину віблової стінки вибираємо в залежності від призначення вібла. Чавунні вібла для смоків робляться завгрубшки в

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{1}{50} D + 1{,}0 \text{ cm, коли їх відливати сторчма;} \\ s &= \frac{1}{40} D + 1{,}2 \text{ cm, коли їх відливати лежма.} \end{aligned}\right\} \quad (96)$$

В даній разі міродайними чинниками є умови виготовлення, перевозу й установки. $D$ означає середовий промір вібла.

Якщо вібло після відлиття розточується та окрім того в міру зносу має ще потім раз чи два розточуватися, то до вище поданої грубини треба додати ще 0,3—0,5 cm.

Для вібел гідравлічних чав, що працюють під середовим тиском $p$ kg/cm$^2$, користуються досить докладним взірцем

$$s = \frac{r_1 p}{k_z} \text{ cm}, \quad (97)$$

якщо взагалі грубина стінки невелика порівнюючи з проміром вібла. В цім взірці $r_1$ означає середовий промінь вібла, $k_z$ безпечне розтяжне напруження. Для чавуна це напруження можна брати у висоті 300—600, для сталевого лива 1000—2000 kg/cm$^2$.

Коли середовий тиск високий, а грубина стінки порівнюючи з проміром вібла велика, то треба користуватися взірцем:

$$\text{знадвірній промір } 2r_a = 2r_1 \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4p}{k_z - 1{,}3p}}. \quad (98)$$

Стінки парових вібел можна робити завгрубшки в

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{1}{50} D + 1{,}3 \text{ cm, коли вібла відливаються сторчма;} \\ s &= \frac{1}{40} D + 1{,}5 \text{ cm, коли вібла відливаються лежма,} \end{aligned}\right\} \quad (99)$$

де $D$ знову означає середовий промір вібла в cm.

## II. Труби.

Середовий промір $D$ труби повинен мати таку величину, щоб скорість течива чи ґазу, що проходить через трубу, не перевищувала певної міри. В довгих водопроводах найвигіднішим проміром є той, що вимагає найменших видатків (посередніх і безпосередніх). В таких трубопроводах повинні бути відповідні вирівнювачі довжини; в них треба також відповідними способами знищувати поздовжні, осьові сили, що проявляються в місцях зміни напрямку.

Труби робляться з чавуна (для води, ґазу, тощо) та з ковучого заліза (для пари, тощо). Чавунні труби мають на кінцях або горловини (розтруби), або криса. Якщо на першім місці стоять умови виготовлення, перевозу та укладки, то можна приймати

$$\left.\begin{aligned} s &= \frac{1}{60} D + 0{,}7 \text{ cm, коли виливають сторчма;} \\ s &= \frac{1}{50} D + 0{,}9 \text{ cm, коли виливають лежма,} \end{aligned}\right\} \quad (100)$$

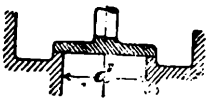
якщо тільки робочий тиск не переходить за 10 atm, а іспитовий тиск — 20 atm. В решті вимірів треба рахуватися з виробленими нормами. Для робочого тиску по-над 10 atm грубину стінки труби треба обчислювати зі взору (98).

Залізні труби можуть бути клепані (для великих промірів), споювані, спогрівані або й цілком без шва (Манесманівські труби).

## III. Хлипки.

Розріжняємо три відміни хлипків: властиві хлипки, або інакше хлипаки чи хлипавки (односідлові, многосідлові і збірні), далі кляпи і нарешті засувки. Останні порушуються звичайно від руки з допомогою шруби, тим часом як хлипки й кляпи можуть працю-

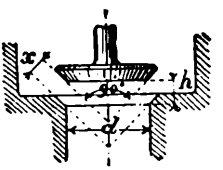
вати саморушно, автоматично, або приводитися в рух відповідними кермами. Хлипки бувають дуже ріжноманітні. Покажемо, як обчисляти промір та хід звичайного односідлового хлипка (рис. 162).


(рис. 162)

Відповідно до того, чи поверхня сідла має пласку чи стіжкову форму, розріжняємо пласкі й стіжкові хлипки. Сідлова поверхня повинна бути якнайменша, одначе досить велика для того, щоб одиничний тиск не переходив по-над 80 kg для чавуна та 150—200 для гнідомідиці. Приймаючи, що скорість у вільнім попереччі підхлипкового отвору повинна рівнятися зі скорістю під сідлом, у кільцевім виході, матимемо для пласких хлипків:

$$\frac{\pi\, d^2}{4} = \pi\, d\, h,$$

де $h = \frac{d}{4}$ висота ходу хлипка. З огляду на гідравлічні опори, варто для ходу хлипка брати висоту трохи більшу за $\frac{d}{4}$.


(рис. 163)

В простім стіжковім хлипку (рис. 163) ширина $x$ проходу становить $x = h \cos \alpha = 0{,}7\, h$, якщо $\alpha = 45^0$. Якщо ширина проходу повинна бути $x = \frac{d}{4}$, то хід хлипка треба взяти завбільшки в

$$h = \frac{d}{2{,}8} = 0{,}357\, d.$$

В толокових смоках хлипки повинні закриватися як раз у той момент, коли толок знаходиться в мертвім положенні, бо інакше повставали б удари під час руху. Щоб досягнути такого закриття, треба хлипкам давати тим менший хід, чим скорість толока більша.

## ТЕРМІНОЛОГІЧНИЙ СЛОВНИК.

**Бігун-на.***) Zapfen. Народня мова словом „бігун“ називає між іншим кінець осі („вереї“) дверей, воріт, тощо; це є той чіп (з одного й другого кінця осі), що крутиться в „каганці“, „пятнику“ — ложиську. Як бачимо, цей чіп цілковито відповідає тому значінню, що його має бігун. В мові літературній слову „бігун“ надається ще значіння „полюса“ з уваги на те, що кінці вереї служать заразом ніби й полюсами її.

В залежності від місця, де знаходиться бігун, треба розріжняти дві відміни його: коли бігун знаходиться на кінці валу чи осі, то називаємо його **узвіском**, подібно до таких слів, як узбережжя, узбіччя, узлісок, узміжок, тощо. Коли ж бігун знаходиться по-середині валу, то називаємо його **шийкою**. Обидві назви годяться для того лишень випадку, коли обтяжна сила діє в напрямі поперечнім до осі бігуна. Якщо ж та сила направлена здовж осі бігуна, то останній називаємо **пятою**, коли він знаходиться на кінці валу, або **обідчаком**, якщо він знаходиться де небудь по-середині валу і тому складається зі скількох ободків. Назву „пята“ беремо тому, що відповідне їй ложиськo називає народ „пятником“: „... у їх там і хата така — двері на пятнику“. Слов. Грінч.

**Вершковий круг.** Kopfkreis.

**Вершок зуба.** Zahnkopf.

**Викружене тіло.** Rotationskörper.

**Випріб-робу. Експеримент.** Versuch.

**Вирівнювач-ча.** Ausgleichvorrichtung.

**Вирлиця-ці.** Turbine. Призначення турбини (водної) — перетворювати простопадний рух води в коловоротний. Попадаючи на лопатки погонового колеса турбини, вода закручується, **вирує**. В народі коловоротний рух води зветься **виром**. І тому турбину можна назвати словом **вирлиця**, чи **вирун**, чи подібним до того.

**Висле ложиськo.** Hängelager. Вислий — слово народнє: „висла колодка — висячий замок“. Слов. Грінч.

*) Наголос припадає на грубше набрану голосівку.

Віблий. Вальцевий. Zylindrisch. В слов. Грінч. читаємо: „Віблий. Круглый, цилиндрический". Віблий обруч — обруч із цілого, неорізаного навпіл деревяного прута. Вібла хата — хата з круглих цівок дерева. Вібляк, вібель — кругла цівка („бревно") дерева.

Вібло-ла. Валець, Zylinder.

Вібловий. Вальцевий, Zylindrisch.

Відбочина сили. Seitenkraft.

Віджарувати. Ausglühen.

Відосередник-ка. Ексцентрик, Exzenter.

Віко-ка. Deckel. Цієї назви вживаємо лишень у тім випадку, коли закривається якийсь отвір (вікно). Для інших випадків беремо слово на́кривка.

Вітряниця-ці. Kurbel. Термін народній. В слов. Грінч. стоїть: вітряниця — мотыль (в машинах). „Як шеретують, то вітряниця у топчаку гуде". Ця назва походить очевидно від того, що під час руху вітряниця збиває вітер.

Вічко-ка. Отвір, Löchelchen, Öffnung.

Водоцівковий котел-тла. Wasserrohrkessel.

Впірнач-ча. Plunger.

Втяжний смок-ку. Помпа, Saugpumpe.

Гальмувати. Bremsen.

Гінкий. Schnelläufer. В народній мові це слово має трохи інше значіння: гінким називають все те, що росте швидко й виростає тонке й високе. Але найважнішим моментом у змісті цього слова є гін — швидкий рух.

Гнідомідиця-ці. Бронза, Rotguss. Є це стопливо міді й цини, має червонявий колір і тому очевидно зветься у німців Rotguss. В українській літературі нерідко зустрічаються слова „спиж", „бронза". Відкидаючи одно й друге, як слова чужі, утворюю слово гнідомідиця, бо це стопливо має гніду барву, а мідь становить у нім головну частину.

Гніздище ложиська. Lagergehäuse.

Гонок-нка. Мотор, Motor. Моторами називаємо здебільшого ті рушії, що дають швидкий рух, себто гінкі рушії. На цій підставі й називаю їх гонками.

Горлище защільника. Packungsraum.

Горловина-ни труби. Rohrmuffe.

Гузир-ря склепака. Setzkopf.

Давило-ла. Прес, Presse.

Двигар-ря. Балка, Träger. Утворюю цей термін од слова „двигати", що в українській мові означає щось важке носити, підіймати: трудно здвигнути — трудно піднести, бо важке; подвигатись — пі-

дорватись, підносячи вагу; двигіт — коли щось важке, масивне хитається; здвиг — масовий натовп людей.

Балка, Träger, має призначення нести на собі, держати якусь вагу, якийсь тягар і тому, на мою думку, назва **двигар** добре відповідає суті речі.

Коли двигар піддержує стелю, то називається **сволоком**.

З огляду на форму поперечного перерізу двигарі можна називати: **кутовими**, **коритчастими**, **острішниками** (тавровими), **двострішниками** (двотавровими), **зетовими**.

Двоглобний клин. Клин з подвійним натягом. Gleichschenkliger Keil. Цей термін утворюю від слова „глобити" — закріпляти клином. Маємо ще такі слова: „глоба" — залізний клин, „глобок" — клин, що ним заклинюється коса; називається інакше **пасклин**.

Двострішник-ка. I-Eisen.

Довгокільчастий ланцюг-га. Langgliedrige Kette.

Дутий. Hohl. „Ланцюжок із дутого золота". Близьке до цього слово „дутель" — пустий горіх. З того самого коріня „дуча" — ямка. Для слова „полость" термінологічна комісія Господарської академії в Подебрадах пропонує слово **дутина**. У чехів також dutina.

**Жовтомідиця-ці**. Gelbguss.

**Журавель-вля, містковий**. Laufkran.

**Заволічка-ки**. Splint.

**Загартований**. Gehärtet.

**Загвіздок-дка**. Stift.

**Зазуб-бу**. Verzahnung.

**Заклеп-пу**. Nietung, Nieten.

**Закрутний момент-ту**. Drehungsmoment.

**Запілок-лка**. Частина бляхи від крайнього ряду шва до краю бляхи (е).

**Заплічок-чка**. Absatz.

**Заплішка-ки**. Flachkeil.

**Засувка-ки**. Absperrventil.

**Затулка-ки**. Packung.

**Зашрубок-бка**. Stehbolzen.

**Защілка-ки**. Packung.

**Защільне кільце**. Liderungsring.

**Защільник-ка**. Stopfbüchse.

**Згустич-ча. Конденсатор**. Kondensator.

**Зубчастий стрижень-жня**. Zahnstange.

**Казан-на**. Цим терміном називаємо в паровім котлі основну частину його, себто саме вібло (циліндер), без усіх інших додатків:

печі, жарових труб, водяних камер, тощо. Паровий котел може складатися зі скількох казанів: верхній казан — Oberkessel; спідній казан — Unterkessel; кипільник — Sieder, тощо.

**Капиця-ці.** Lasche.
**Керма-ми.** Steuer.
**Кітвиця-ці.** Якор, Anker.
**Ключковатий.** Hakenförmig.
**Кляпа-пи.** Klappenventil.
**Ковзанець-нця.** Kreuzkopf.
**Ковкий.** Schmiedbar.
**Ковучий.** Schmiedbar.
**Колінчастий вал-лу.** Gekröpfte Welle.
**Колодиця-ці.** Nabe.
**Корінний круг-га.** Fusskreis.
**Корінь зуба.** Zahnwurzel.
**Корок-рка.** Kork.
**Короткокільчастий ланцюг.** Kurzgliedrige Kette.
**Коток-тка.** Rolle.
**Криса, крис.** Flansche
**Кружковий толок-ка.** Scheibenkolben.
**Куля-лі.** Kugel.
**Кулястий.** Kugelförmig.

**Ланцюг-га.** Kette.
**Ливо сталеве.** Stahlguss.
**Лижва-ви.** Gleitschuh.
**Линва-ви.** Drahtseil.
**Лита сталь-лі.** Flusstahl.
**Лите залізо-за.** Flusseisen.
**Лійка-ки.** Trichter.
**Лінія дотиків.** Eingriffslinie.
**Ложисько-ка.** Lager.
**Лук-ка.** Bogen.
**Лучник-ка.** Kupplung.

**Мазиво-ва.** Schmierung.
**Мазниця-ці.** Ölkanne.
**Манійка-ки.** Mennige.
**Мастиво-ва.** Schmierung.
**Меживісся-ся.** Exzentrizität.
**Межизуб-бу.** Zahnlücke.
**Мет-ту.** Projektion.
**Многосідловий.** Mehrsitzig.
**Мотуз-за.** Seil.

**Наворотич-ча.** Kluppe.
**Наворочка-ки.** Schraubenmutter.
**Нагнітний смок-ку.** Druckpumpe.
**Накривка-ки.** Deckel.
**Напрямне коліща-щати.** Leitrolle.
**Напрямниця-ці** Führung.
**Напяльне коліща-щати.** Spannrolle.
**Нарізь-зі.** Gewinde.
**Начиння-ня.** Werkzeug.

**Обичайка-ки, (котла).** Schuss.
**Обідчак-ка.** Kammzapfen.
**Обідчасте ложисько.** Kammlager.
**Обмисляти.** Versorgen, versehen. **„Ми тебе і хлібом, і одежою обмислимо". Куліш, Чорна Рада. „На попа за це ковацтво нарікало... Роковщиною його не обмисляло". Куліш, Мар. Богусл.**
**Обтяж-жу.** Belastung.
**Односідловий.** Einsitzig.

**Палечне колесо.** Zahnrad.
**Пас-са.** Riemen.
**Пасклин на.** Hohlkeil.
**Перекритий шев-шва.** Überlappungsnietung.
**Підкладка-ки.** Unterlage.
**Підклинник-ка.** Keilförmige Beilage.
**Підносник-ка.** Hebezeug.
**Підпружина-ни. Ресора.** Feder.
**Підпружна сталь.** Federstahl.
**Підсубійне ложисько.** Wandlager.
**Пішва-ви.** Lasche.
**Пліска-ки.** Schale.
**Плішка-ки.** Flachkeil.
**Погін-гону.** Betrieb.
**Погонач-ча.** Kurbelstange.
**Погоновий.** Treibend.
**Поділка-ки.** Teilung.
**Поділковий круг.** Teilkreis.
**Покотовий круг.** Rollkreis.
**Поперечний бігун-на.** Tragzapfen.
**Попереччя-чя.** Querschnitt.
**Порушний.** Getrieben.
**Поступний рух-ху.** Translationsbewegung.
**Посхід-ходу.** Steigung.
**Пошитий шев-шва.** Laschennietung.

Присаджувати. Stauchen.
Присадка-ки. Stauchen.
Прогонич-ча. Bolzen.
Промінь-ня. Halbmesser.
Прощілок-лку. Spielraum.
Прям-му. Senkrechte, Lot.
Пята-ти. Spurzapfen.
Пятник-ка. Spurlager.

Рамено-на. Arm, Speiche.
Рівнобокий трикутник. Gleichschenkliges Dreieck.
Рівнократний. Proportional.
Розгалужниця-ці. Transmission. Енергія, що добував машина-рушій, скупчується на погоновім валу її і звідтам передається на робочі машини. Але не безпосередньо. Безпосередня передача незручна з технічного боку. Для цього вживають спеціяльного пристрою, що зветься трансмісією. Є це вал, більш-менш довгий, що певним способом перебірає на себе енергію від погонового валу і вже від себе передає її на робочі машини, розгалужуючи її на окремі гілки. В цім розгалужуванні й полягає власне основне завдання й суть такого пристрою. Своїм виглядом разом із цілою системою пасів цей вал подобає на цівку дерева, розгалуженого в усі боки. Тим то цей пристрій і називаю словом розгалужниця.
Розгонич-ча. Schwungrad.
Розпорно-кільчастий ланцюг. Stegkette.
Розпружник-ка (при толокових кільцях). Spannvorrichtung.
Розсошений. Gegabelt.
Розчіпник-ка. Ausrückvorrichtung.

Самопружне толокове кільце. Selbstspannender Kolbenring.
Самоставне ложисько. Lager mit Kugelbewegung.
Самохід-ду. Automobil.
Свердлярка-ки. Bohrmaschine.
Складане ложисько. Geteiltes Lager.
Склепак-ка. Niete.
Скліпка-ки. Schliesskopf.
Сковзуля-лі. Schlitten.
Скрут-ту. Gewindegang.
Слимак-ка. Schnecke
Слимакове колесо. Schneckenrad
Смок-ку. Pumpe
Спад-ду. Neigung.
Співкратність-ности. Verhältnis.
Спійка-ки. Schliesskopf.

**Співчинник-ка.** Koeffizient.
**Спогрівання-ня.** Schweissen.
**Спогрівне залізо.** Schweisseisen.
**Споювання-ня.** Löten.
**Справність-ности.** Leistung.
**Сталка-ки.** Litze.
**Станове кільце.** Stellring.
**Стичне напруження.** Tangentiale Spannung.
**Стіжок-жка.** Kegel.
**Сторожок-жка.** Federkeil.
**Сторчак-ка.** Senkrechte.
**Сторчове напруження.** Normale Spannung.
**Сторчовина-ни.** Нормаля, Normale.
**Сторчораменний чотирокутник.** Rechteck.
**Стоякове ложисько.** Bocklager.
**Стрільчасте палечне колесо.** Pfeilrad.
**Суглобний лучник.** Gelenkkupplung.

**Творча-чої.** Enzeugende.
**Токарка-ки.** Drehbank.
**Толок-ка.** Kolben.
**Толочильно-на.** Kolbenstange.
**Тривалість дотику.** Eingriffsdauer.
**Тяголь-гля.** Zugorgang.
**Тяжник-ка.** Winde.

**Ущільник-ка.** Stemmeisen.
**Уявісок-ска.** Stirnzapfen.

**Хлап-пу.** Klappenventil.
**Хлипавка, хлипак, хлипок-пка.** Ventil.
**Хомут-та.** Bügel.
**Хрещатий.** Gekreuzt.

**Цівка-ки.** Rohr, Röhrchen, Strömung.
**Цівка жарова.** Heizröhre.

**Чави, чав.** Presse.
**Чавун-на.** Gusseisen.
**Чіп, чопа.** Zapfen.
**Чоло-ла.** Stirnfläche.
**Чоловий бігун.** Spurzapfen,
**Чохлиця-ці.** Stulp, Manschette.

**Шев, шва.** Naht.
**Шийка-ки.** Halszapfen
**Шруба-би.** Schraube.

**Щелепа-пи.** Backen.

**Яловий.** Leer, los.

## З М І С Т.

### РОЗДІЛ ПЕРШИЙ.

Вступ.


Стор.

I. Основні терміни міцности матеріялів . . . . . 5
II. Загальні засади обчислення міцности машинових частин . . 8
III. Співчинники пружности й міцности . . . . . 11
IV. Основні взори з теорії міцности матеріялів . . . . . 16
1. Розтяг . . . . . 16
2. Стиск . . . . . 16
3. Гнучий стиск . . . . . 17
4. Відсув . . . . . 17
5. Гнуття . . . . . 18
6. Кручення . . . . . 23
7. Розтяг і гнуття (Стиск і гнуття) . . . . . 25
8. Гнуття й кручення . . . . . 26


### РОЗДІЛ ДРУГИЙ.

Сполучення з допомогою клина, шруби й склепаків.


Вступ . . . . . 27
I. Клиння.
1. Загальні уваги . . . . . 27
2. Обчислення клинового сполучення . . . . . 30
II. Шруби.
1. Загальні уваги . . . . . 33
2. Обчислення шруб . . . . . 40
3. Інші виміри шруб . . . . . 43
4. Засоби проти саморозкручування . . . . . 44
III. Склепаки.
1. Загальні уваги . . . . . 46
2. Обчислення швів парових котлів . . . . . 50

3. Вибір шва для парових котлів . . . . . 54
4. Склеплювання звичайних бляшаних збірників, залізних споруд, тощо . . . . . 60

## РОЗДІЛ ТРЕТІЙ.

### Вали, бігуни й ложиська.

Вступ . . . . . 62
I. Бігуни.
1. Загальні уваги . . . . 62
2. Тертя бігунів . . . . . 63
3. Обчислення бігунів . . . . . 67
II. Осі та вали.
1. Головний обтяж — гнуття . . . . . 71
2. Головний обтяж — кручення . . . . . 71
3. Гнуття й кручення . . . . . 73
4. Змінопостать (кут перекосу, вгнуття) — міродайним чинником . . . . . 73
5. Конструкція осей і валів . . . . . 74
III. Ложиська . . . . . 84

## РОЗДІЛ ЧЕТВЕРТИЙ.

### Лучники.

Вступ . . . . . 88
I. Глухі лучники.
Колодковий лучник . . . . . 88
Крисатий лучник . . . . . 88
Селерса лучник . . . . . 89
II. Рухомі лучники.
Розсувний або замковий лучник . 89
Пружисті лучники . . . . . 90
III. Розчіпні лучники.
Лучник Гільдебрандта . . . . . 91
Натисковий лучник Гіля . . . . . 92
Розчіпники . . . . . 93

## РОЗДІЛ ПЯТИЙ.

### Пристрої для передачі коловоротного руху.

I. Палечні колеса.
1. Загальні уваги щодо зазубу коліс . . . . 94
2. Знаходження обрису . . . . . 96
3. Тиск і стирання зубів . . . . . 98

4. Вибір лінії дотиків . . . . . 99
5. Циклоїдний зазуб . . . . . 99
6. Евольвентний зазуб . . . . . 100
7. Обчислення зубів . . . . . 101
8. Вибір лінії дотиків . . . . . 103
9. Особливі форми коліс . . . . . 103
II. Натискові колеса . . . . . 104
Обід, колодиця й рамена палечних коліс . . 105
III. Погін пасами й тяглами.
1. Загальні уваги . . . . . 108
2. Погін пасами . . . . . 109
3. Погін линвами . . . . . 113
4. Погін конопляними й бавовняними мотузами . . 118
5. Погін сталевими пасами . . . . . 119
IV. Ланцюги й передача ними.
1. Загальні уваги . . . . . 120
2. Ланцюги . . . . . 120
3. Ланцюгові коліші, навої колеса . . . . . 121

## РОЗДІЛ ШОСТИЙ.

Толоки, толочильна, ковзанці й защільники.

I. Загальні уваги щодо вітряничного погону . . . 122
II. Рух вітряничного погону . . . . . 123
III. Толоки . . . . . 126
IV. Толочильна . . . . . 128
V. Ковзанці . . . . . 128
VI. Защільники . . . . . 129

## РОЗДІЛ СЬОМИЙ.

Вітряниці, відосередники, погоначі.

I. Вітряниці . . . . . 131
II. Відосередники . . . . . 132
III. Погоначі . . . . . 133
1. Загальні уваги . . . . . 133
2. Погоначі малої й середньої скорости . 134
3. Погоначі великої скорости . . . . . 135

## РОЗДІЛ ВОСЬМИЙ.

Вібла, труби, хлипки.

I. Вібла . . . . . 137
II. Труби . . . . . 138
III. Хлипки . . . . . 138
Термінологічний словник . . 140